

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



POHON VZDUCHOVÉHO VENTILÁTORU

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Pohon vzduchového ventilátoru

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství

Autor práce: **Daniel Groma**
Vedoucí práce: doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.



Propulsion of air fan

Bachelor thesis

Study programme: B2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2301R000 – Mechanical Engineering

Author: Daniel Groma
Supervisor: doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Daniel Groma**
Osobní číslo: **S12000343**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Název tématu: **Pohon vzduchového ventilátoru**
Zadávající katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Navrhněte kompletní pohonný systém vzduchového ventilátoru o výkonu 15 kW a výstupních otáčkách 720 ot./min s redukcí výstupních otáček na polovinu. Vše bude uloženo na svařovacím rámu.

Obsah bakalářské práce

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 50
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby - několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 - Ozubená kola - Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL
- [11] www firemní stránky výrobců zařízení

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Michal Petrů, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: 12. února 2017
Termín odevzdání bakalářské práce: 12. května 2018

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan



prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2017

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Upřímně děkuji panu doc. Ing. Michalu Petřů, Ph.D. za vstřícnost a ochotu při vedení mé bakalářské práce, za poskytnuté konzultace, odborné rady a užitečné informace.

Dále děkuji své rodině a přítelkyni za podporu trvající nejen při psaní této práce, ale i po dobu celého studia.

Anotace

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pohonného systému vzduchového ventilátoru daných výkonových parametrů. Celé zařízení je tvořeno svařovaným rámem, elektromotorem, spojkou, dvoustupňovou převodovkou s redukcí otáček, řemenovým převodem a samotným ventilátorem. Součástí práce je 3D model převodovky včetně převodové skříně a svařovaného rámu, pevnostní výpočty zvolených dílů, výkresová dokumentace některých součástí a sestava převodovky s kusovníkem.

Klíčová slova

konstrukce, ventilátor, pohonný systém, pevnostní kontrola, ozubené kolo, hřídel

Annotation

This bachelor thesis deals with design of propulsion system of the air fan of given power parameters. The entire unit consists of a welded frame, an electric motor, a clutch, a two-speed gearbox with the spin reduction, a belt drive and the fan itself. Part of the work is a 3D model of the gearbox including the gearbox cover and welded frame. Further strength calculations of the selected parts, a drawing documentation of some components and transmission assembly with the bill of material.

Keywords

design, air fan, propulsion system, strength calculations, cogwheel, shaft

Obsah

1. Úvod.....	10
1.1 Představení úkolu	10
1.2 Stručný postup	10
2. Průzkum potenciálních řešení.....	11
2.1 Problematika ventilátorů	11
2.2 Motor	13
2.3 Spojka.....	14
2.4 Řazení	15
2.5 Převody	16
2.6 Převodová skříň	17
2.7 Nosný rám.....	17
3. Výpočtová zpráva	18
3.1 Volba převodových poměrů a počtu zubů	19
3.2 Otáčky a krouticí momenty	20
3.3 Soukolí 12 – kuželové.....	21
3.3.1 Návrhový výpočet.....	22
3.3.2 Geometrie soukolí.....	22
3.3.3 Silové poměry.....	23
3.3.4 Zjednodušený kontrolní výpočet	24
3.4 Soukolí 34 – čelní.....	27
3.4.1 Návrhový výpočet.....	27
3.4.2 Geometrie soukolí.....	28
3.4.3 Silové poměry.....	28
3.4.4 Zjednodušený kontrolní výpočet	29
3.5 Soukolí 56 – čelní	32

3.5.1	Návrhový výpočet.....	32
3.5.2	Geometrie soukolí.....	32
3.5.3	Silové poměry.....	33
3.5.4	Zjednodušený kontrolní výpočet	34
3.6	Řemenový převod.....	36
3.7	Hřídele	39
3.7.1	Hřídel 1.....	40
3.7.2	Hřídel 2.....	43
3.7.3	Hřídel 3.....	50
3.8	Ložiska.....	56
3.8.1	Výpočet trvanlivosti ložiska.....	56
3.8.2	Zvolená ložiska a tabulka hodnot	57
4.	Ekonomické zhodnocení	58
5.	Závěr	60
	Seznam obrázků.....	62
	Použité zdroje.....	64
	Seznam použitých symbolů	66
	Seznam příloh	71

1. Úvod

Téma, které jsem si pro svou bakalářskou práci vybral, je *Pohon vzduchového ventilátoru*. Konstrukční zaměření jsem zvolil proto, že je mi tato část výrobního procesu nejbližší. Krátké pracovní praxe během studia jsem nabyl v oddělení konstrukce Jablonecké Nástrojárny.

Tato bakalářská práce vychází z předmětu konstrukční cvičení, jehož náplní byla optimalizace převodovky, která původně vznikla na základě znalostí z předmětu části strojů I. Návrh první převodovky byl velmi zjednodušený, neúplný a jeho výstupem bylo zařízení prakticky nepoužitelné. Proto bude nutné tento návrh téměř celý přepracovat a doplnit. Navíc na problém už nebude nahlíženo pouze jako na samotný mechanický převod, ale jako na komplexní řešení pohonné jednotky ke zvolenému stroji, v našem případě vzduchovému ventilátoru. Stroj byl volen tak, aby přibližně odpovídal parametrům zadání první převodovky.

1.1 Představení úkolu

Hlavní podstatou této práce je, jak již bylo zmíněno, je návrh pohonného systému vzduchového ventilátoru s následujícími parametry a požadavky. Hnací sílu stroje zajistí elektromotor o jmenovitém výkonu 15 kW a otáčkách okolo 2880 ot/min. Mechanická energie bude dále přiváděna přes spojku do dvoustupňové převodovky. Z převodovky bude výkon přenášen přes řemenový převod na hřídel ventilátoru. Žádané otáčky ventilátoru jsou 720 ot/min s možností redukce na 50 %, tedy 360 ot/min. Jeho předpokládaná provozní doba bude 16 hodin denně, v nadmořských výškách do 1500 m. Je předpokládána sériová výroba zařízení. Celé ústrojí je usazeno na svařovaném rámu. Součástí práce má být vypracování 3D modelu sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy a vybraných dílů.

1.2 Stručný postup

Prvním krokem bude průzkum potenciálních řešení zadaného problému. Následovat bude volba vhodného elektromotoru a spojky. Dále se už budeme věnovat samotnému integrovanému převodu, u kterého se pozastavíme nejdéle. Bude zde třeba vhodně zvolit převodové poměry, geometrii převodů a provést

pevnostní kontrolu jak ozubených kol, tak hřídelí. Nesmíme zapomenout na ověření životnosti ložisek. Výpočty budou obsahem výpočtové zprávy. Poté se pokusíme provést přibližné ekonomické zhodnocení. Nakonec shrneme výsledky práce v závěrečném hodnocení.

2. Průzkum potenciálních řešení

Při návrhu stroje je vždy snaha dosáhnout kompromisu, který bude co nejlépe naplňovat požadavky na dané zařízení. Konstruktor by měl v první řadě splnit požadavky z hlediska prostorového rozložení a mechanických a výkonových parametrů. Popřípadě vyhovět dalším přáním zákazníka. Řešení by mělo být elegantní, v rámci možností jednoduché. Zohledňována by měla být spolehlivost, efektivita, finanční nákladnost, způsob a náročnost výroby každé součásti. Pozitivního vlivu je možné docílit pečlivou volbou vhodného tvaru, materiálu a výrobního postupu u každé z nich. Ale snad nejdůležitějším krokem pro docílení optimálního řešení, je volba vhodného koncepčního uspořádání celého stroje. Aby bylo možné tento cíl splnit, je nezbytné provést průzkum potenciálních řešení a pokusit se vybrat to nejvýhodnější. Tento krok spočívá ve výběru vhodných komponentů.

2.1 Problematika ventilátorů

Ventilátory jsou zařízení sloužící k cirkulaci plynů nebo zvýšení jejich tlaků až do přetlaku 10 kPa. Jsou běžně používány všude okolo nás. Jejich rozměrové a výkonové spektrum je velmi široké. Od malých příkonů v řádech desetin wattů, až po velké výkonné ventilátory s příkonem desítek wattů. Dle konstrukce rozdělujeme ventilátory na tři základní typy, a to axiální, radiální a tangenciální. K rozpohybování plynu slouží buď vrtule – axiální typ, nebo lopatkové kolo – zbylé dva druhy.

Axiální ventilátor (Obr. 2.1.) zajišťuje proudění vzduchu ve směru rovnoběžném s osou rotace vrtule. Široké uplatnění nachází od malých chladicích větráčků v elektronice až po velké ventilátory například ve větrných tunelech.

Tangenciální ventilátor (Obr. 2.3.) se vyznačuje velkou délkou vzhledem k průměru oběžného kola, které je opatřeno dopředu zahnutými lopatkami. Vzduch

Radiální ventilátor (Obr. 2.3.) je tvořen oběžným kolem s lopatkami a spirální skříň se sacím a výtlačným hrdlem. Vzduch je nasáván ve směru rovnoběžném s osou rotace a skrz oběžné kolo hnán do výtlačného hrdla, které je ve směru radiálním k ose rotace. Zajímavé je, že proudění vzduchu napomáhá nejen vliv lopatek, které mohou být různě tvarovány (včetně zahnutí dopředu, nebo dozadu), ale zároveň odstředivá síla. Tvarování má vliv na účinnost turbíny.

Diagram illustrating a centrifugal fan assembly. The components labeled are:

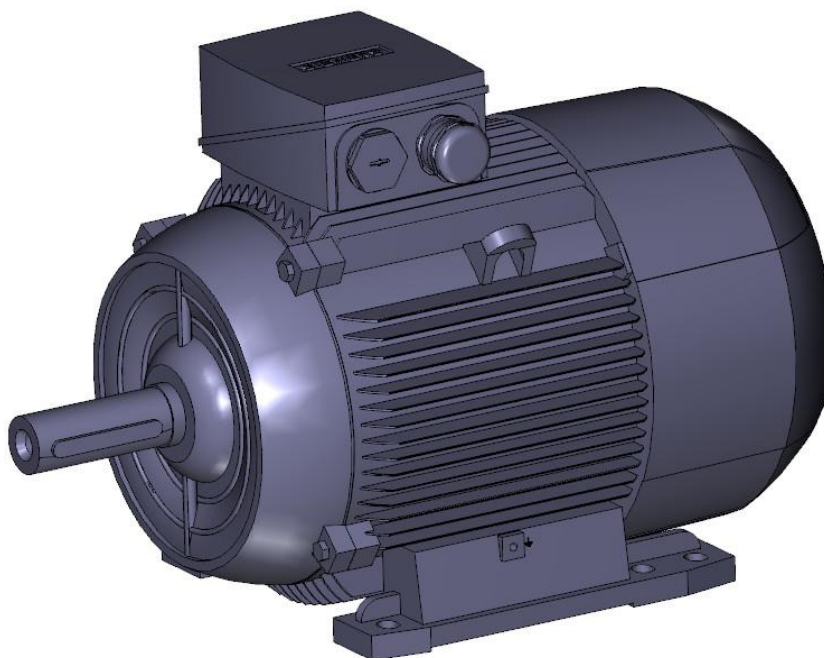
- Fan Wheel**: The rotating component that moves the gas.
- Housing**: The outer casing that contains the fan wheel and directs the flow of gas.
- Gas In**: The inlet for the gas being moved.
- Gas Out**: The outlet for the gas after it has been moved by the fan.

Naše zařízení bude sloužit pro pohon ventilátoru radiálního.

2.2 Motor

Pro pohon ventilátorů je možné použít motory elektrické, spalovací a výjimečně hydraulické. Spalovací motory mají své uplatnění v mobilních zařízeních používaných mimo dosah elektrické sítě. Díky rozsáhlé elektrifikaci mají však největší rozšíření elektromotory. Jejich výhodami bezesporu jsou tichý, klidný a rovnoměrný chod, bezporuchovost, malá údržbová náročnost, poměrně vysoká účinnost a čistota provozu. Volíme proto pro naši aplikaci elektromotor.

Zadaným parametrům nejlépe odpovídají nízkonapěťové trojfázové asynchronní motory. Z katalogu firmy Siemens vybíráme motor s katalogovým označením 1LE1003-1DA3 (Obr. 2.4.) a následujícími parametry: jmenovitý výkon 15 kW, otáčky 2960 ot/min při připojení k 50Hz síti, krouticí moment 48,4 Nm, vlastní chlazení, ochranný kryt třídy IP55. Účinnost IE3 je nejvyšší ze tří nabízených. Vzhledem k předpokládanému chodu 16 hodin denně, bude finanční nákladnost účinnější verze motoru brzy navrácena v podobě ušetření za spotřebu energie.

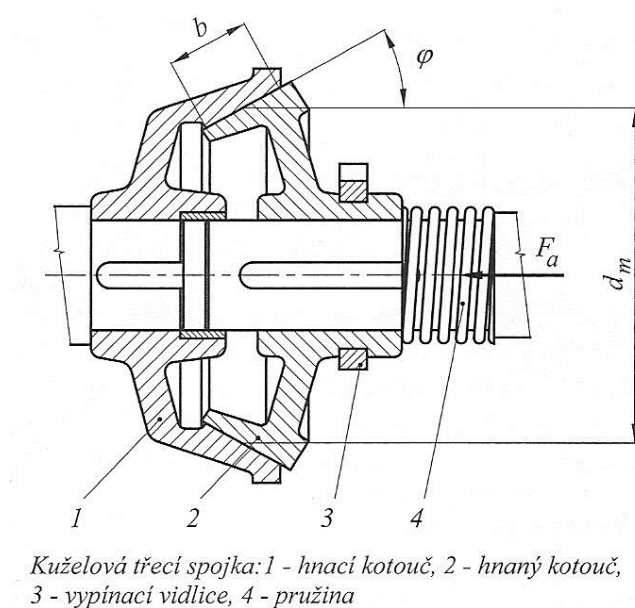


Obr. 2.4. Model elektromotoru 1LE1003-1DA3

2.3 Spojka

Hřídelové spojky jsou strojní součásti sloužící ke spojení dvou hřídelů a přenosu krouticího momentu mezi nimi nebo jako pojistný člen při překročení dovoleného krouticího momentu nebo k tlumení rázů a dynamických momentů. Jelikož elektromotor i ventilátor jsou stroje s klidným chodem, využijeme pouze první zmíněné funkce. Druhy spojek jsou rozmanité a je jich tolik, že nejsou ani normalizovány. Každý typ je vhodný pro jinou aplikaci. Spojky lze rozdělit na ty, které zajišťují pevné spojení hřídelů, jako například kotoučová a korýtková. Nebo vypínací, které je možné za chodu nebo klidu rozpojit. Sem patří například třecí spojka kuželová nebo lamelová, která je hojně využívána v automobilovém průmyslu.

Pro umožnění řazení za chodu celého ústrojí je nutné použít vypínací spojku, která dovolí odpojení hnací síly elektromotoru od převodovky. S přihlédnutím ke konstrukční jednoduchosti se jako optimální jeví *kuželová třecí spojka*, kde k přenosu krouticího momentu mezi hřídelem motoru a převodovky dochází na kuželové stykové ploše kotoučů spojky. Jednomu z kotoučů je umožněn axiální pohyb pro možnost vypnutí spojky. Přítlak tohoto kotouče ke druhému je zajištěn tlačnou pružinou. Ovládání je nejčastěji řešeno pákovým mechanismem. Schéma můžeme vidět na (Obr. 2.5.).



Obr. 2.5. Kuželová třecí spojka

Parametry spojky:

Vstupní hodnoty:

- poloviční vrcholový úhel stykové plochy $\varphi = 22^\circ$ (zvoleno)
- střední průměr stykové plochy $d_m = 140 \text{ mm}$ (zvoleno)
- bezpečnost přenosu $k_w = 2,5$ (zvoleno)
- materiál ocel (zvoleno) => dynamický součinitel tření $f = 0,42$
- krouticí moment (od motoru) $M_k = 48,4 \text{ Nm}$

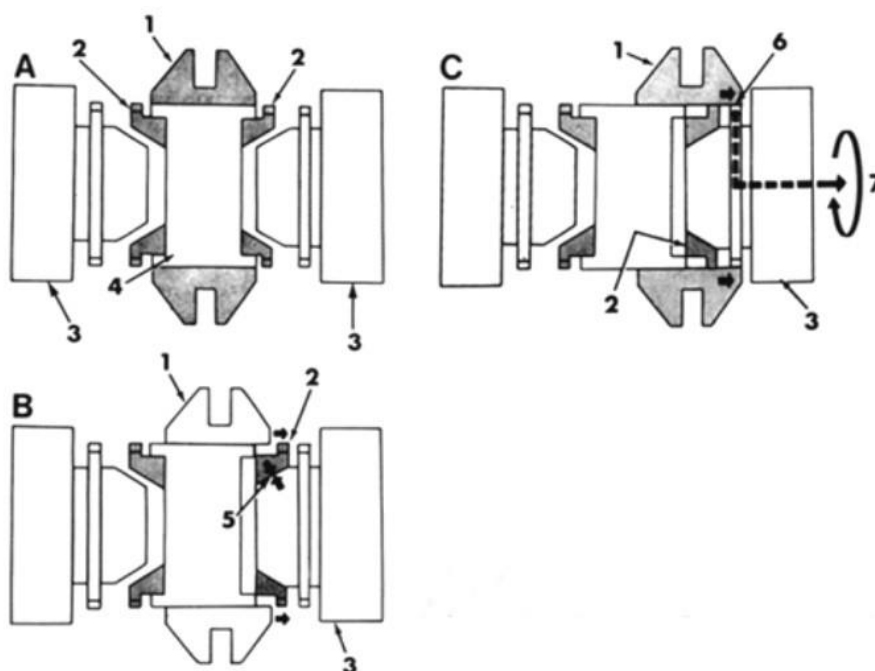
Výpočet přítláčné síly F_a (odvozený vzorec) [1]:

$$F_a = \frac{k_w M_k}{r_m f} = 1\,542 \text{ N} \quad (2.1)$$

Z výpočtu vyplývá, že pro přenos krouticího momentu přes spojku při zvolených parametrech, bude muset pružina vytvářet minimální přítláčnou sílu F_a o velikosti 1542 N.

2.4 Řazení

Pro umožnění pohodlného řazení za chodu bude nutné použít kromě vypínací spojky ještě synchronizační mechanismus uvnitř převodovky. Princip spočívá v tom, že ozubená kola na výstupní hřídeli budou uložena na kluzných pouzdrech tak, že se budou moci volně otáčet. Pevné rotační spojení v každou chvíli pouze jednoho z kol zajistí takzvaná synchronizační spojka (Obr. 2.6.), zkráceně nazývaná synchron. Ta je tvořena kombinací zubové spojky a kuželové třecí spojky. Při posunutí synchronu směrem ke kolu začne působit tření na kuželové stykové ploše (Obr. 2.6. - B), čímž se otáčky kola a hřídele synchronizují za účelem vytvoření vhodných podmínek pro vzájemné zapadnutí zubů zubové spojky (Obr. 2.6. - C). V praxi se využívá obvykle ozubení evolventního. My pro zjednodušení zvolíme normalizované rovnoboké drážkování, které se používalo dříve.



Obr. 2.6. Princip synchronizační spojky

2.5 Převody

Smyslem převodu je změna poměru otáček a krouticího momentu. Náš převod bude sestávat z kuželového soukolí, čelního soukolí prvního a druhého (zajišťujícího alternativní převod na 50 % otáček) a nakonec řemenového převodu.

Převody *ozubenými koly* jsou mechanismem známým už minimálně několik století. Proto je jejich systém časem prověřený a dovedený do fáze, kde už není co převratného vymýšlet. Přesto se však při jejich návrhu volí mnoho parametrů, které mohou provozuschopnost a životnost soukolí značně ovlivnit. Návrh a kontrola ozubených kol spadá pod normy ČSN. Ozubení existují různé druhy. Nejčastěji používaný profil zubu je evolventní. Vliv na únosnost a chod soukolí má úhel sklonu boku zubu, kdy šikmé ozubení (s nenulovým úhlem) dosahuje lepší únosnosti, tiššího a rovnoměrnějšího chodu.

Řemenový převod je rovněž mechanismem známým po staletí. Princip tkví ve spojení dvou řemenic, většinou o různých průměrech, řemenem. Existují řemeny různých profilů. Kdy nejvhodnější variantou pro naši aplikaci se ukázal řemen úzký SPA.

Převodům věnujeme bližší pozornost ve výpočtové zprávě.

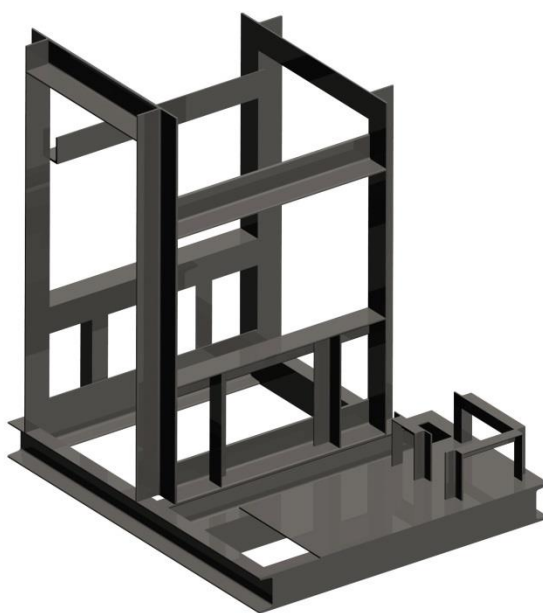
2.6 Převodová skříň

Převodová skříň má za úkol ochránit a nést převody ozubenými koly. Zároveň je částečně naplněna olejem pro prodloužení životnosti součástí uvnitř (ozubená kola, ložiska). Dle technologie výroby používáme skříně svařované nebo odlévané. Svařované jsou výrobně jednodušší a méně nákladné. Jednoznačně se vyplatí při výrobě menšího počtu kusů. Pro skříně odlévané je nutné vytvořit nákladné a často tvarově složité slévárenské formy. Při sériové produkci však tato technologie výroby přináší pozitiva v podobě kratšího výrobního času.

Z důvodu předpokladu sériové výroby tedy volíme *skříň odlévanou*. Při návrhu jejího tvaru je třeba zohlednit složitost a vůbec proveditelnost samotného odlití. Nezbytností jsou například zaoblené hrany odlitku, vhodné je vyztužení přírub žebry. Uspořádání může být různé, pro odlévání je vhodná dělicí rovina, která je zároveň rovinou symetrie celé převodovky.

2.7 Nosný rám

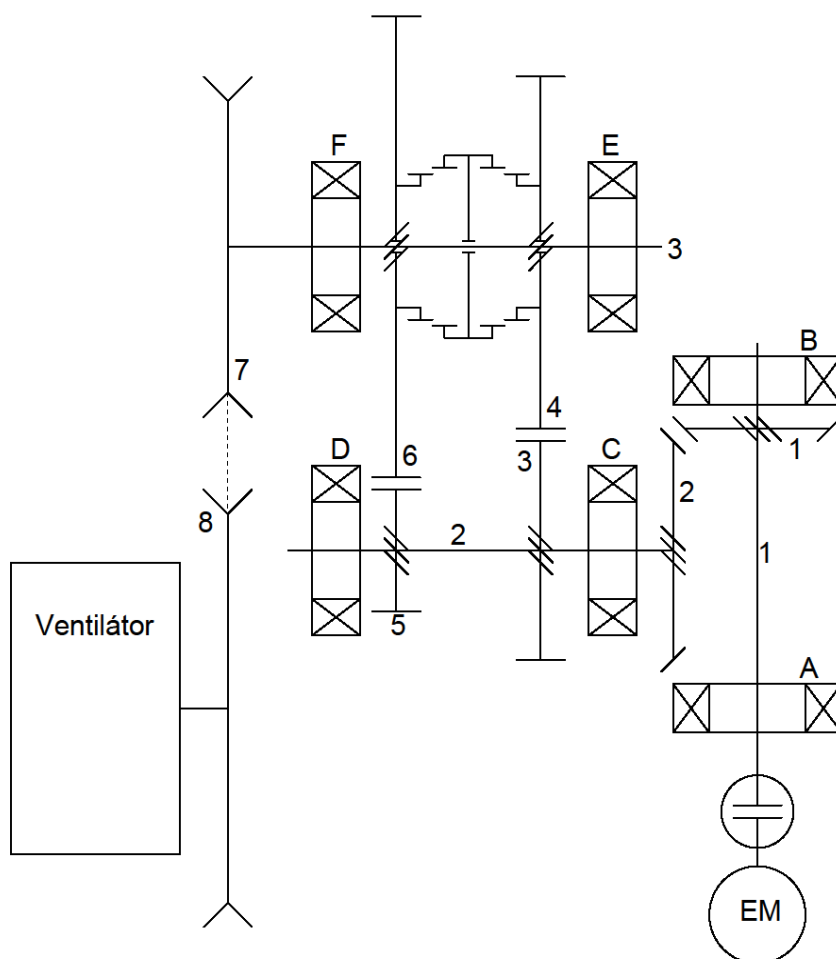
Nosný rám (Obr. 2.7.) má za úkol nést jednotlivé prvky ústrojí. Vhodnou technologií jeho výroby je svařování. Tvořen bude tyčemi profilu L dle ČSN 42 5541, materiál ocel 11 373 se zaručenou tavnou svařitelností. K usazení motoru, páky spojky a převodovky bude sloužit plech tloušťky 8 mm z téhož materiálu.



Obr. 2.7. Nosný rám

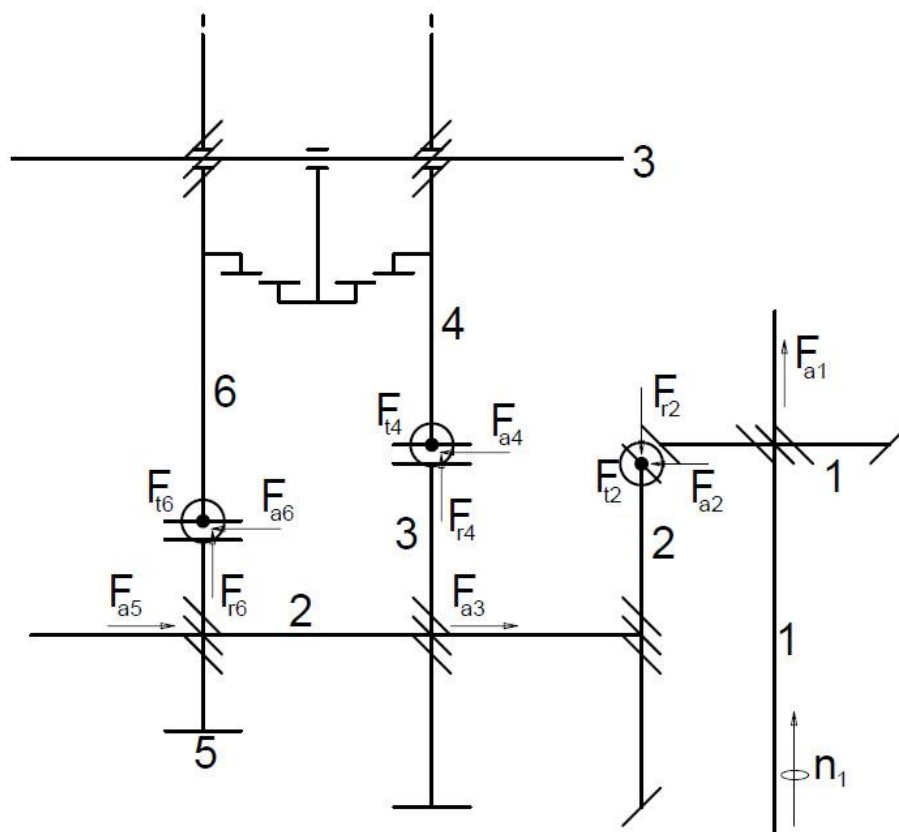
3. Výpočtová zpráva

Na (Obr. 3.1.) můžeme vidět schéma zvoleného konstrukčního uspořádání převodu a hřídelí s ložisky v převodovce. Hřídele, ozubená kola a řemenice jsou označeny čísly a ložiska písmeny. Toto značení bude použito v celé výpočtové zprávě.



Obr. 3.1. Schéma převodu

Všechny výpočty ozubených kol byly provedeny dle zjednodušené verze normy ČSN 01 4686 (zdroj [2]), případně doplněny ze Strojnických tabulek [3]. A zpracovány v MS Excel. Následně byly voleny nejvhodnější parametry (kinematické, mechanické i materiálové) pro dosažení optimálního chodu soukolí. **Sledovány byly následující parametry:** vyrovnanost různých bezpečností vztahujících se k pevnosti a životnosti soukolí, součinitel trvání záběru, minimalizace rozměrů soukolí a směr a velikost sil působících od kol na hřídele. Na Obr. 3.2. můžeme vidět silové poměry ozubených kol.



Obr. 3.2. Silové poměry ozubených kol

3.1 Volba převodových poměrů a počtu zubů

Zásadou pro volbu převodových poměrů je snaha vyvarovat se celočíselným převodovým číslům z důvodu hrozícího opotřebení jednotlivých zubů, které spoluzabírají každou, respektive každou druhou otáčku, se stejným zubem protějšního kola. Zároveň se budeme snažit, aby součin převodových čísel jednotlivých převodů dosáhl co nejblíže k celkovému požadovanému převodovému poměru i_c .

K výběru hodnot je možné přistoupit různými způsoby. V příloze 1 je vytvořena soustava tabulek, kde celkový převodový poměr a dva dílčí, jsou voleny, a třetí dopočítáván (řemenový převod). Z dopočítávaných poměrů je zvolen takový, kterému se bude možné nejlépe přiblížit použitím normalizovaných průměrů řemenic.

Požadovaný celkový převodový poměr – hlavní a redukovaný:

$$i_c = \frac{n_{motor}}{n_{ventilátor}} = \frac{2960}{720} = 4,111 \quad (3.1)$$

$$i_{c50} = \frac{n_{motor}}{n_{50ventilátor}} = \frac{2960}{620} = 8,222 \quad (3.2)$$

Převodové poměry byly zvoleny následně:

$$\triangleright i_{12} = 1,2$$

$$\triangleright i_{34} = 1,3$$

$$\triangleright i_{56} = 2,6$$

$$\triangleright i_{78} = 2,65$$

Skutečné celkové převodové poměry:

$$i_{cskut} = i_{12} i_{34} i_{78} = 4,134 \quad (3.3)$$

$$i_{c50skut} = i_{12} i_{56} i_{78} = 8,268 \quad (3.4)$$

Odchylky:

$$\frac{i_{cskut}}{i_c} \cdot 100 - 100 = 0,56 \% \quad (3.5)$$

$$\frac{i_{c50skut}}{i_{c50}} \cdot 100 - 100 = 0,56 \% \quad (3.6)$$

K volbě počtu zubů jednotlivých kol bylo přistoupeno rovněž s rozvahou. Musí být splněny některé podmínky, jako jsou například celočíselné hodnoty a dodržení převodových poměrů ($i_{12} = z_2/z_1$). Zároveň nesmí dojít k podřezání paty zubu z důvodu příliš nízkého počtu zubů. Zde je ve výhodě šikmé ozubení ve srovnání s přímým. Počty zubů byly zvoleny následující:

$$\triangleright z_1 = 20$$

$$\triangleright z_2 = 24$$

$$\triangleright z_3 = 30$$

$$\triangleright z_4 = 39$$

$$\triangleright z_5 = 15$$

$$\triangleright z_6 = 39$$

3.2 Otáčky a krouticí momenty

Dáno:

$$\triangleright P_m = 15 \text{ kW}$$

$$\triangleright n_m = 2960 \text{ ot/min}$$

$$n_1 = n_m = 2960 \text{ ot/min} \quad (3.7)$$

$$n_2 = n_1 i_{12} = 2466,667 \text{ ot/min} \quad (3.8)$$

$$n_{3(34)} = \frac{n_1}{i_{12} i_{34}} = 1897,436 \text{ ot/min} \quad (3.9)$$

$$n_{3(56)} = \frac{n_1}{i_{12} i_{56}} = 948,718 \text{ ot/min} \quad (3.10)$$

$$n_{v(34)} = \frac{n_1}{i_{12} i_{34} i_{78}} = 716,014 \text{ ot/min} \quad (3.11)$$

$$n_{v(56)} = \frac{n_1}{i_{12} i_{56} i_{78}} = 358,007 \text{ ot/min} \quad (3.12)$$

Jako žádný mechanismus, tak i mechanické převody nepracují bez disipace energie.

V našich možnostech je pouze volba účinností přibližná. Volíme tedy:

$$\triangleright \eta_{12} = 0,975$$

$$\triangleright \eta_{34} = 0,983$$

$$\triangleright \eta_{56} = 0,98$$

$$\triangleright \eta_{78} = 0,965$$

Vliv účinností se projeví na ztrátě krouticího momentu.

$$M_{k1} = \frac{P_m \cdot 60}{2\pi n_1} = 48,4 \text{ Nm} \quad (3.13)$$

$$M_{k2} = M_{k1} i_{12} \eta_{12} = 56,6 \text{ Nm} \quad (3.14)$$

$$M_{k3(34)} = M_{k2} i_{34} \eta_{34} = 72,4 \text{ Nm} \quad (3.15)$$

$$M_{k3(56)} = M_{k2} i_{56} \eta_{56} = 144,3 \text{ Nm} \quad (3.16)$$

$$M_{kv(34)} = M_{k3(34)} i_{78} \eta_{78} = 185 \text{ Nm} \quad (3.17)$$

$$M_{kv(56)} = M_{k3(56)} i_{78} \eta_{78} = 368,9 \text{ Nm} \quad (3.18)$$

Z charakteristik katalogového radiálního ventilátoru o výkonu 15kW bylo zjištěno, že při běžném chodu dosahuje krouticí moment ventilátoru hodnot okolo 100 Nm. Proto lze předpokládat, že vypočítané krouticí momenty budou za běžných okolností nižší. K vypočítaným hodnotám se přiblíží pouze při rozběhu ventilátoru (nebo řazení na vyšší rychlost), kdy kromě odporu vzduchu hnaného ventilátorem, působí proti hnací síle motoru ještě dynamický moment oběžného kola ventilátoru.

3.3 Soukolí 12 – kuželové

Volba materiálu a jeho parametry:

Volíme materiál 12 051.4 – konstrukční ocel ušlechtilá, zuby po boku povrchově kaleny pro kolo 1 (pastorek) i kolo 2. Boky zubů broušeny.

$$R_m = 640 \text{ Mpa}$$

$$V_{HV} = 600$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$R_e = 390 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim}^0 = 1140 \text{ MPa}$$

$$\mu = 0,3$$

$$J_{HV} = 200$$

$$\sigma_{Flimb}^0 = 390 \text{ MPa}$$

$$Z_E = 190$$

3.3.1 Návrhový výpočet

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$f_H = 690$	$\sigma_{Hlim}^0 = 1140$	$z_1 = 20$
$K_H = 1,75$	$T_1 = 48,392$	$\sigma_{FP} = 234$
$K_A = 1$	$i = 1,2$	$\sigma_{Flimb}^0 = 390$
$K_{H\beta} = 1,57$	$f_F = 18$	$\psi_L = 0,26$
$\psi_d = b/d_m = 0,6$	$K_F = 1,57$	
$\sigma_{HP} = 912$	$\psi_m = b/m_{nm} = 9$	

Vypočtené hodnoty - minimální doporučený průměr, modul, šířka zubu:

$$d_{1m} = f_H \sqrt[3]{\frac{K_H T_1}{b/d_m \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i^2+1}{i^2}} = 43,92 \text{ mm} \quad (3.19)$$

- vypočteno podle namáhání zubu v dotyku

$$m_{nm} = f_F \sqrt[3]{\frac{K_F T_1}{b/m_{nm} \cdot z_1 \sigma_{FP}}} = 2,19 \text{ mm} \quad (3.20)$$

- vypočteno podle namáhání zubu v ohybu

$$\psi_d = \frac{\psi_L \sqrt{1+i^2}}{2-\psi_L} = 0,23 \quad (3.21)$$

$$\psi_m = \frac{z_1 \psi_L \sqrt{1+i^2}}{2-\psi_L} = 4,67 \quad (3.22)$$

$$b_{min} = \psi_d d_1 = 10,25 \text{ mm} \quad (3.23)$$

Z minimálního doporučeného roztečného průměru d_{1m} (3,19) je možné vypočíst minimální modul $m_{nm(d)}$ při daném počtu zubů z_1 : $m_{nm(d)} = d_{1m}/z_1 = 2,2$. Dostáváme hodnotu velmi blízkou hodnotě vypočtené podle vztahu (3.20). **Volíme tedy modul $m_{nm12} = 2,5 \text{ mm}$. Šířku ozubení volíme $b = 14 \text{ mm}$ (na základě b_{min}).**

3.3.2 Geometrie soukolí

Dáno/zvoleno:

$m_{nm12} = 2,5 \text{ mm}$	$z_2 = 24$	$\alpha_{nm} = 20^\circ$
$i_{12} = 1,2$	$b = 14 \text{ mm}$	$\Sigma = 90^\circ$
$z_1 = 20$	$\beta_m = 14^\circ$	

Určeno:

$\delta_1 = 39,806^\circ$	$m_{tm} = 2,614 \text{ mm}$	$d_{1m} = 52,285 \text{ mm}$
$\delta_2 = 50,194^\circ$	$m_{te} = 3,062 \text{ mm}$	$d_{2m} = 62,742 \text{ mm}$

$\psi_{d1} = 0,268$	$R_e = 29,983 \text{ mm}$	$d_{a1m} = 56,126 \text{ mm}$
$\psi_{d2} = 0,223$	$\alpha_t = 20,837^\circ$	$d_{a2m} = 65,942 \text{ mm}$
$d_{1e} = 61,247 \text{ mm}$	$h_{am} = 2,5 \text{ mm}$	$d_{a1e} = 65,952 \text{ mm}$
$d_{2e} = 73,497 \text{ mm}$	$h_{ae} = 3,062 \text{ mm}$	$d_{a2e} = 77,418 \text{ mm}$

Virtuální soukolí (čelní se šikmými zuby):

$d_{v1} = 68,059 \text{ mm}$	$z_{v2} = 37,489$	$d_{vb2} = 91,596 \text{ mm}$
$d_{v2} = 89,005 \text{ mm}$	$a_v = 83,032 \text{ mm}$	$p_{tmb} = 7,676 \text{ mm}$
$\psi_{dv1} = 0,206$	$d_{va1} = 73,059 \text{ mm}$	$\varepsilon_{av} = 1,563$
$\psi_{dv2} = 0,143$	$d_{va2} = 103,005 \text{ mm}$	$\varepsilon_{\beta v} = 0,443$
$i_v = 1,44$	$\alpha_{tm} = 20,837^\circ$	$\varepsilon_v = 2,006$
$z_{v1} = 26,034$	$d_{vb1} = 63,608 \text{ mm}$	

Všimněme si součinitele trvání záběru „ $\varepsilon_v = 2,006$ “, který náleží nejen virtuálnímu soukolí, ale i kuželovému soukolí 12. Hodnota součinitele se díky vhodně zvoleným parametrům blíží celému číslu, což je žádoucí pro plynulý chod soukolí. Znamená to, že nedochází ke střídavému počtu zubů v záběru.

3.3.3 Silové poměry

Volíme smysl otáčení kola 1 (pastorku) po směru hodinových ručiček při pohledu od vrcholu roztečného kužele. Levý smysl stoupání zubů pastorku, se po výpočtu ukáže jako příznivý pro orientaci a velikost axiálních sil. Vyšetřovat budeme síly působící z kola 1 **na kolo 2** (označení indexem „2“). Jejich znázornění můžeme vidět na (Obr. 3.3.).

$$F_{t2} = \frac{M_{k1}}{r_1} = 1851 \text{ N} \quad (3.24)$$

$$F_{\beta 2} = F_{t2} \operatorname{tg}(\beta) = 566 \text{ N} \quad (3.25)$$

$$F_{\delta 2} = \frac{F_{t2}}{\cos(\beta)} \operatorname{tg}(\alpha_n) = 705 \text{ N} \quad (3.26)$$

$$\begin{aligned} F_{a2} &= F_{\delta 1} \cos(\delta_1) + F_{\beta 2} \sin(\delta_1) = \\ &= 904 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned} F_{r2} &= F_{\delta 1} \sin(\delta_1) + F_{\beta 2} \cos(\delta_1) = \\ &= 16 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.28)$$

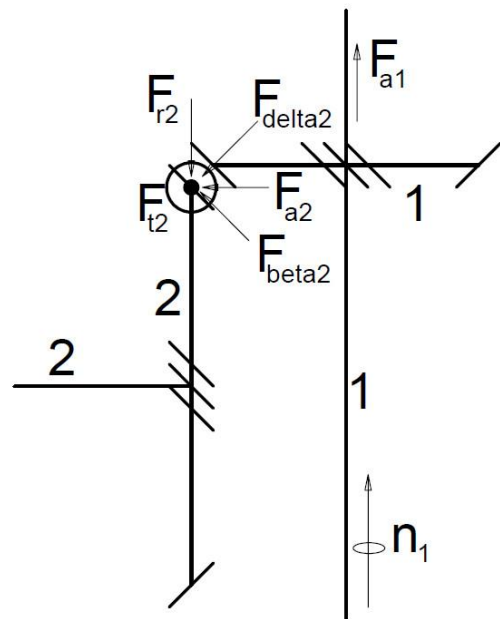
$$F_{t1} = F_{t2} = 1851 \text{ N} \quad (3.29)$$

$$F_{\beta 1} = F_{\beta 2} = 566 \text{ N} \quad (3.30)$$

$$F_{\delta 1} = F_{\delta 2} = 705 \text{ N} \quad (3.31)$$

$$F_{a1} = F_{r2} = 16 \text{ N} \quad (3.32)$$

$$F_{r1} = F_{a2} = 904 \text{ N} \quad (3.33)$$



Obr. 3.3. Silové poměry soukolí 12

3.3.4 Zjednodušený kontrolní výpočet

Kontrola únavy v dotyku

Kolo 1 (pastorek):

Kolo 2:

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$$Z_E = 190$$

$$Z_H = 2,42$$

$$Z_\epsilon = 0,8$$

$$F_t = 1851 \text{ N}$$

$$b_{wH} = 14 \text{ mm}$$

$$u = 1,44$$

$$K_A = 1$$

$$\psi_{dv} = 0,206$$

$$K_{H\beta} = 1,07$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,2$$

$$\sigma_{Hlim} = 1140 \text{ MPa}$$

$$Z_R = 1$$

$$S_{Hmin} = 1,3$$

$$\psi_{dv} = 0,143$$

$$K_{H\beta} = 1,035$$

Vypočtené hodnoty:

$$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} =$$

$$= 667 \text{ MPa} \quad (3.34)$$

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} = 1,284 \quad (3.35)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_R}{S_{Hmin}} = 877 \text{ MPa} \quad (3.36)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 756 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \quad (3.37)$$

$$k = \frac{\sigma_{HP} S_{hmin}}{\sigma_H} = 1,507 \quad (3.38)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 1,51$.

$$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} =$$

$$= 556 \text{ MPa} \quad (3.39)$$

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} = 1,242 \quad (3.40)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_R}{S_{Hmin}} = 877 \text{ MPa} \quad (3.41)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 620 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \quad (3.42)$$

$$k = \frac{\sigma_{HP} S_{hmin}}{\sigma_H} = 1,839 \quad (3.43)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 1,84$.

Kontrola trvalé deformace nebo křehkého lomu povrchové vrstvy boku zubu jednorázovým působením největšího zatížení

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$$\sigma_{HO} = 667 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HO} = 556 \text{ MPa}$$

$$F_t = 1851 \text{ N}$$

$$K_H = 1,284$$

$$F_{t1} = 3887 \text{ N}$$

$$V_{HV} = 600$$

$$\sigma_{HPmax} = 2400 \text{ MPa}$$

Vypočtené hodnoty:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t1} K_H}{F_t}} = 1096 \text{ MPa} \quad (3.44)$$

$$k = \frac{\sigma_{HPmax}}{\sigma_{Hmax}} = 2,19 \quad (3.45)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 2,19$.

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t1} K_H}{F_t}} = 898 \text{ MPa} \quad (3.46)$$

$$k = \frac{\sigma_{HPmax}}{\sigma_{Hmax}} = 2,67 \quad (3.47)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 2,67$.

Kontrola únavového lomu v patě zubu

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$$F_t = 1851 \text{ N}$$

$$b_{wF} = 14 \text{ mm}$$

$$m_n = 2,5 \text{ mm}$$

$$K_A = 1$$

$$K_{F\beta} = 1,07$$

$$Y_{FS} = 3,87$$

$$K_{F\beta} = 1,035$$

$$Y_{FS} = 3,775$$

$$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,2$$

$$\sigma_{Flimb} = 390 \text{ MPa}$$

$$S_{Fmin} = 1,4$$

$$Y_{\beta} = 0,94$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,712$$

Vypočtené hodnoty:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} m_{nm}} K_F Y_{FS} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} = 176 \text{ MPa} \quad (3.48)$$

$$K_F = K_A K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} = 1,284 \quad (3.49)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = 279 \text{ MPa} \quad (3.50)$$

$$k = \frac{\sigma_{FP} S_{hmin}}{\sigma_F} = 2,22 \quad (3.51)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 2,22$.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} m_{nm}} K_F Y_{FS} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} = 166 \text{ MPa} \quad (3.52)$$

$$K_F = K_A K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} = 1,242 \quad (3.53)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = 279 \text{ MPa} \quad (3.54)$$

$$k = \frac{\sigma_{FP} S_{hmin}}{\sigma_F} = 2,35 \quad (3.55)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 2,35$.

Kontrola trvalé deformace, vzniku trhlin nebo křehkého lomu v patě zubu jednorázovým působením největšího zatížení

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$$\sigma_F = 176 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 166 \text{ MPa}$$

$$F_t = 1851 \text{ N}$$

$$F_{t1} = 3887 \text{ N}$$

$$\sigma_{FSt} = 975 \text{ MPa}$$

Vypočtené hodnoty:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{F_t}{F_{t1}} = 369 \text{ MPa} \quad (3.56)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 780 \text{ MPa} \quad (3.57)$$

$$k = \frac{\sigma_{FPmax}}{\sigma_{FP}} = 2,11 \quad (3.58)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 2,11$.

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{F_t}{F_{t1}} = 348 \text{ MPa} \quad (3.59)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 780 \text{ MPa} \quad (3.60)$$

$$k = \frac{\sigma_{FPmax}}{\sigma_{FP}} = 2,24 \quad (3.61)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 2,24$.

Vyhodnocení výsledků

U kola 1 (pastorku) vyšla nejnižší bezpečnost v mezi únavy v dotyku $k = 1,51$, což je hodnota přijatelná. U kola 2 je možné si povšimnout, že bezpečnosti nejsou

výrazně vyšší, než u pastorku. Kdyby tomu bylo naopak, bylo by možné pro kolo 2 použít levnější materiál s horšími mechanickými vlastnostmi.

3.4 Soukolí 34 – čelní

Volba materiálu a jeho parametry:

Volíme materiál 12 051.4 – konstrukční ocel ušlechtilá, zuby po boku povrchově kaleny pro kolo 3 (pastorek) i kolo 4. Boky zubů broušeny.

$R_m = 640 \text{ MPa}$	$V_{HV} = 600$	$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
$R_e = 390 \text{ MPa}$	$\sigma_{Hlim}^0 = 1140 \text{ MPa}$	$\mu = 0,3$
$J_{HV} = 200$	$\sigma_{Flimb}^0 = 390 \text{ MPa}$	$Z_E = 190$

3.4.1 Návrhový výpočet

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$f_H = 690$	$\sigma_{HP} = 912$	$K_F = 1,32$
$K_H = 1,32$	$\sigma_{Hlim}^0 = 1140$	$\psi_m = b/m_n = 22$
$K_A = 1$	$T_3 = 56,618$	$z_3 = 30$
$K_{H\beta} = 1,32$	$i = 1,3$	$\sigma_{FP} = 234$
$\psi_d = b/d_m = 0,9$	$f_F = 18$	$\sigma_{Flimb}^0 = 390$

Vypočtené hodnoty – minimální doporučený průměr, modul, šířka zubu:

$$d_3 = f_H \sqrt[3]{\frac{K_H T_3}{b/d \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}} = 38,71 \text{ mm} \quad (3.62)$$

- vypočteno podle namáhání zubu v dotyku

$$m_n = f_F \sqrt[3]{\frac{K_F T_3}{b/m_n \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = 1,41 \text{ mm} \quad (3.63)$$

- vypočteno podle namáhání zubu v ohybu

$$b_{min} = \psi_d d_3 = 34,84 \text{ mm} \quad (3.64)$$

Z minimálního doporučeného roztečného průměru d_3 (3.62) je možné vypočítat minimální modul $m_{n(d)}$ při daném počtu zubů z_3 : $m_{n(d)} = d_3/z_3 = 1,29$. Dostáváme hodnotu nižší, než vypočítanou podle vztahu (3.63). **Volím modul $m_{n34} = 2 \text{ mm}$.** Šířku ozubení volíme **$b = 27 \text{ mm}$** . Menší šířku, než je b_{min} volíme z důvodu dosažení lepšího součinitele trvání záběru, což se ukáže v dalším kroku. Dovolit si to můžeme díky zvolení většího modulu.

3.4.2 Geometrie soukolí

Dáno/zvoleno:

$$m_{n34} = 2 \text{ mm}$$

$$z_4 = 39$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$i_{34} = 1,3$$

$$b = 27 \text{ mm}$$

$$c^* = 0,25$$

$$z_3 = 30$$

$$\beta = 20^\circ$$

Určeno:

$$m_t = 2,128 \text{ mm}$$

$$\psi_{d3} = 0,423$$

$$d_{f4} = 78,006 \text{ mm}$$

$$p_n = 6,283 \text{ mm}$$

$$\psi_{d4} = 0,325$$

$$s_t = 3,343 \text{ mm}$$

$$p_t = 6,686 \text{ mm}$$

$$d_{b3} = 59,540 \text{ mm}$$

$$a = 73,4283 \text{ mm}$$

$$p_{tb} = 6,235 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = 77,403 \text{ mm}$$

$$\beta_b = 18,747^\circ$$

$$\alpha_t = 21,173^\circ$$

$$d_{a3} = 67,851 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,542$$

$$d_3 = 63,851 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = 87,006 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_\beta = 1,47$$

$$d_4 = 83,006 \text{ mm}$$

$$d_{f3} = 58,851 \text{ mm}$$

$$\varepsilon = 3,012$$

Jak můžeme vidět, součinitel trvání záběru „ $\varepsilon = 3,012$ “ se opět blíží celému číslu, stejně jako u soukolí 12.

3.4.3 Silové poměry

Volíme levý smysl stoupání zubů kola 3 (pastorku) pro částečné vyrušení axiální síly od kola 2 (F_{a2}). Tím dosáhneme nižší axiální zátěže ložisek na hřídeli 2. Vyšetřovat budeme síly působící z kola 3 **na kolo 4** (označení indexem „4“). Jejich znázornění můžeme vidět na (Obr. 3.4.).

$$F_{t4} = \frac{M_{k2}}{r_3} = 1773 \text{ N} \quad (3.65)$$

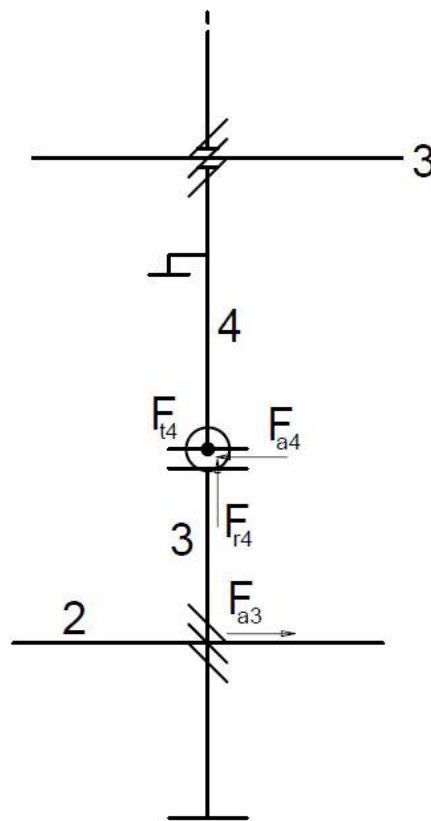
$$F_{a4} = F_{t4} \operatorname{tg}(\beta) = 645 \text{ N} \quad (3.66)$$

$$F_{r4} = \frac{F_{t4}}{\cos(\beta)} \operatorname{tg}(\alpha_n) = 687 \text{ N} \quad (3.67)$$

$$F_{t3} = F_{t4} = 1773 \text{ N} \quad (3.68)$$

$$F_{a3} = F_{a4} = 645 \text{ N} \quad (3.69)$$

$$F_{r3} = F_{r4} = 687 \text{ N} \quad (3.70)$$



Obr. 3.4. Silové poměry soukolí 34

3.4.4 Zjednodušený kontrolní výpočet

Kontrola únavy v dotyku

Kolo 3 (pastorek):

Kolo 4:

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$$Z_E = 190$$

$$Z_H = 2,37$$

$$Z_\varepsilon = 0,805$$

$$F_t = 1773,46 \text{ N}$$

$$b_{wH} = 27 \text{ mm}$$

$$u = 1,3$$

$$K_A = 1$$

$$\psi_d = 0,423$$

$$K_{H\beta} = 1,13$$

$$\psi_d = 0,325$$

$$K_{H\beta} = 1,09$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,2$$

$$\sigma_{Hlim} = 1140 \text{ MPa}$$

$$Z_R = 1$$

$$S_{Hmin} = 1,3$$

Vypočtené hodnoty:

$$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} =$$

$$= 489 \text{ MPa} \quad (3.71)$$

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} = 1,356 \quad (3.72)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_R}{S_{Hmin}} = 877 \text{ MPa} \quad (3.73)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 569 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \quad (3.74)$$

$$k = \frac{\sigma_{HP} S_{Hmin}}{\sigma_H} = 2 \quad (3.75)$$

Vyhovuje s bezpečností k = 2.

$$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} =$$

$$= 429 \text{ MPa} \quad (3.76)$$

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} = 1,308 \quad (3.77)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_R}{S_{Hmin}} = 877 \text{ MPa} \quad (3.78)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 490 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \quad (3.79)$$

$$k = \frac{\sigma_{HP} S_{Hmin}}{\sigma_H} = 2,32 \quad (3.80)$$

Vyhovuje s bezpečností k = 2,32.

Kontrola trvalé deformace nebo křehkého lomu povrchové vrstvy boku zubu jednorázovým působením největšího zatížení

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$$\sigma_{HO} = 489 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HO} = 429 \text{ MPa}$$

$$F_t = 1773 \text{ N}$$

$$K_H = 1,356$$

$$F_{t1} = 3724 \text{ N}$$

$$V_{HV} = 600$$

$$\sigma_{HPmax} = 2400 \text{ MPa}$$

Vypočtené hodnoty:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t1} K_H}{F_t}} = 825 \text{ MPa} \quad (3.81)$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t1} K_H}{F_t}} = 711 \text{ MPa} \quad (3.83)$$

$$k = \frac{\sigma_{HPmax}}{\sigma_{Hmax}} = 2,91 \quad (3.82)$$

$$k = \frac{\sigma_{HPmax}}{\sigma_{Hmax}} = 3,38 \quad (3.84)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 2,91$.

Vyhovuje s bezpečností $k = 3,38$.

Kontrola únavového lomu v patě zubu

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$$F_t = 1773 \text{ N}$$

$$b_{wF} = 27 \text{ mm}$$

$$m_n = 2 \text{ mm}$$

$$K_A = 1$$

$$K_{F\beta} = 1,13$$

$$K_{F\beta} = 1,09$$

$$Y_{FS} = 3,82$$

$$Y_{FS} = 3,755$$

$$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,2$$

$$\sigma_{Flimb} = 390 \text{ MPa}$$

$$S_{Fmin} = 1,4$$

$$Y_{\beta} = 0,83$$

$$Y_{\epsilon} = 0,648$$

Vypočtené hodnoty:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} m_{nm}} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon =$$

$$= 92 \text{ MPa} \quad (3.85)$$

$$K_F = K_A K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} = 1,356 \quad (3.86)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = 279 \text{ MPa} \quad (3.87)$$

$$k = \frac{\sigma_{FP} S_{hmin}}{\sigma_F} = 4,26 \quad (3.88)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 4,26$.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} m_{nm}} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon =$$

$$= 87 \text{ MPa} \quad (3.89)$$

$$K_F = K_A K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} = 1,308 \quad (3.90)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = 279 \text{ MPa} \quad (3.91)$$

$$k = \frac{\sigma_{FP} S_{hmin}}{\sigma_F} = 4,49 \quad (3.92)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 4,49$.

Kontrola trvalé deformace, vzniku trhlin nebo křehkého lomu v patě zubu jednorázovým působením největšího zatížení

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$$\sigma_F = 92 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 87 \text{ MPa}$$

$$F_t = 1773 \text{ N}$$

$$F_{t1} = 3724 \text{ N}$$

$$\sigma_{FSt} = 975 \text{ MPa}$$

Vypočtené hodnoty:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{F_t}{F_{t1}} = 192 \text{ MPa} \quad (3.93)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{F_t}{F_{t1}} = 182 \text{ MPa} \quad (3.96)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 780 \text{ MPa} \quad (3.94)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 780 \text{ MPa} \quad (3.97)$$

$$k = \frac{\sigma_{FPmax}}{\sigma_{FP}} = 4,06 \quad (3.95)$$

$$k = \frac{\sigma_{FPmax}}{\sigma_{FP}} = 4,28 \quad (3.98)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 4,06$.

Vyhovuje s bezpečností $k = 4,28$.

Vyhodnocení výsledků

Nejnižší hodnota bezpečnosti byla zjištěna na pastorku při kontrole v dotyku $k = 2$. Další bezpečnosti, zvláště u kola 4 jsou vyšší, takže soukolí se může zdát jako naddimenzované. Při použití jiných materiálů by však pokles bezpečností byl příliš velký. Zároveň byly prověřeny i cesty k docílení toho, aby všechny bezpečnosti měly podobné hodnoty (aby některé nebyly několikanásobně vyšší, než ostatní). Ve výsledku se však ukázal materiál 12 051.4 jako nejvhodnější.

3.5 Soukolí 56 - čelní

3.5.1 Návrhový výpočet

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$f_H = 690$	$\sigma_{HP} = 912$	$K_F = 1,327$
$K_H = 1,327$	$\sigma_{Hlim}^0 = 1140$	$\psi_m = b/m_n = 21$
$K_A = 1$	$T_5 = 56,618$	$z_5 = 15$
$K_{H\beta} = 1,327$	$i = 2,6$	$\sigma_{FP} = 234$
$\psi_d = b/d_m = 0,9$	$f_F = 18$	$\sigma_{Flimb}^0 = 390$

Vypočtené hodnoty - minimální doporučený průměr, modul, šířka zubu:

$$d_5 = f_H \sqrt[3]{\frac{K_H T_5}{b/d \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i+1}{i}} = 35,74 \text{ mm} \quad (3.99)$$

- vypočteno podle namáhání zubu v dotyku

$$m_n = f_F \sqrt[3]{\frac{K_F T_5}{b/m_n \cdot z_5 \cdot \sigma_{FP}}} = 1,81 \text{ mm} \quad (3.100)$$

- vypočteno podle namáhání zubu v ohybu

$$b_{min} = \psi_d d_5 = 32,17 \text{ mm} \quad (3.101)$$

Z minimálního doporučeného roztečného průměru d_5 (3.99) je možné vypočítat minimální modul $m_{n(d)}$ při daném počtu zubů z_5 : $m_{n(d)} = d_5/z_5 = 2,38$. Dostáváme hodnotu vyšší, než vypočítanou podle vztahu (3.100). **Volíme modul $m_{n56} = 2,5 \text{ mm}$. Šířku ozubení volíme $b = 32 \text{ mm}$.** Menší šířku, než je b_{min} volíme z důvodu dosažení lepšího součinitele trvání záběru, což se ukáže v dalším kroku. Dovolit si to můžeme díky zvolení většího modulu.

3.5.2 Geometrie soukolí

Dáno/zvoleno:

$m_{n56} = 2,5 \text{ mm}$	$z_6 = 39$	$\alpha_n = 20^\circ$
$i_{56} = 2,6$	$b = 32 \text{ mm}$	$c^* = 0,25$
$z_5 = 15$	$a = 73,4283 \text{ mm}$	

Určeno:

$m_t = 2,72 \text{ mm}$	$\psi_{d5} = 0,784$	$d_{f6} = 101,063 \text{ mm}$
$p_n = 7,854 \text{ mm}$	$\psi_{d6} = 0,302$	$s_t = 4,272 \text{ mm}$
$p_t = 8,544 \text{ mm}$	$d_{b5} = 37,929 \text{ mm}$	$\beta_b = 23,181^\circ$
$p_{tb} = 7,944 \text{ mm}$	$d_{b6} = 98,915 \text{ mm}$	$\varepsilon_\alpha = 1,428$
$\alpha_t = 21,600^\circ$	$d_{a5} = 45,794 \text{ mm}$	$\varepsilon_\beta = 1,604$
$d_5 = 40,794 \text{ mm}$	$d_{a6} = 111,063 \text{ mm}$	$\varepsilon = 3,032$
$d_6 = 106,063 \text{ mm}$	$d_{f5} = 35,794 \text{ mm}$	

Hodnoty byly vypočteny ze zadané osové vzdálenosti od soukolí 34 ($a = 73,4283 \text{ mm}$). Úhel $\beta_b = 23,181^\circ$ tedy zaokrouhlíme na $23,18^\circ$, čímž dojde k změně všech hodnot ne větší, než na čtvrtém desetinném místě. Jinými slovy, hodnoty se změní v řádech desetitisícin jednotek. To je změna zanedbatelná.

Součinitel trvání záběru „ $\varepsilon = 3,032$ “ se opět blíží celému číslu, stejně jako u soukolí 12 a 34.

3.5.3 Silové poměry

Stejně jako u soukolí 34, volíme levý smysl stoupání zubů kola 5 (pastorku) pro eliminaci axiálních sil zatěžujících ložiska hřídele 2. Vyšetřovat budeme síly působící z kola 5 **na kolo 6** (označení indexem „6“). Jejich znázornění můžeme vidět na (Obr. 3.5.).

$$F_{t6} = \frac{M_{k2}}{r_5} = 2776 \text{ N} \quad (3.102)$$

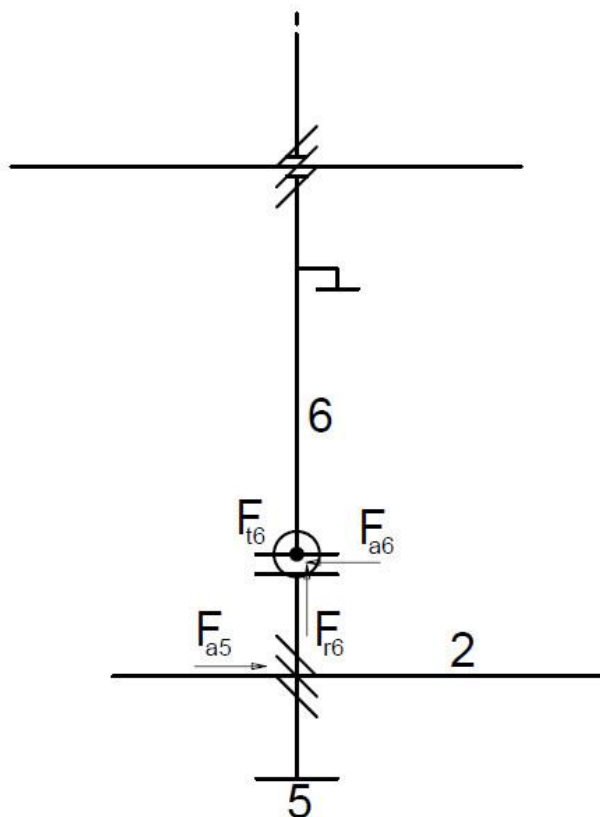
$$F_{a6} = F_{t6} \operatorname{tg}(\beta) = 1189 \text{ N} \quad (3.103)$$

$$F_{r6} = \frac{F_{t6}}{\cos(\beta)} \operatorname{tg}(\alpha_n) = 1099 \text{ N} \quad (3.104)$$

$$F_{t5} = F_{t6} = 1773 \text{ N} \quad (3.105)$$

$$F_{a5} = F_{a6} = 645 \text{ N} \quad (3.106)$$

$$F_{r5} = F_{r6} = 687 \text{ N} \quad (3.107)$$



Obr. 3.5. Silové poměry soukolí 56

3.5.4 Zjednodušený kontrolní výpočet

Kontrola únavy v dotyku

Kolo 5 (pastorek):

Kolo 6:

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$$Z_E = 190$$

$$Z_H = 2,26$$

$$Z_\varepsilon = 0,832$$

$$F_t = 2776 \text{ N}$$

$$b_{wH} = 32 \text{ mm}$$

$$u = 2,6$$

$$K_A = 1$$

$$\psi_d = 0,784$$

$$K_{H\beta} = 1,268$$

$$\psi_d = 0,302$$

$$K_{H\beta} = 1,08$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,2$$

$$\sigma_{Hlim} = 1140 \text{ MPa}$$

$$Z_R = 1$$

$$S_{Hmin} = 1,3$$

Vypočtené hodnoty:

$$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} =$$

$$= 613 \text{ MPa} \quad (3.108)$$

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} = 1,522 \quad (3.109)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_R}{S_{Hmin}} = 877 \text{ MPa} \quad (3.110)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 756 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \quad (3.111)$$

$$k = \frac{\sigma_{HP} S_{hmin}}{\sigma_H} = 1,51 \quad (3.112)$$

Vyhovuje s bezpečností k = 1,51.

$$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_{wH} d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} =$$

$$= 380 \text{ MPa} \quad (3.113)$$

$$K_H = K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} = 1,296 \quad (3.114)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_R}{S_{Hmin}} = 877 \text{ MPa} \quad (3.115)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H} = 433 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} \quad (3.116)$$

$$k = \frac{\sigma_{HP} S_{hmin}}{\sigma_H} = 2,63 \quad (3.117)$$

Vyhovuje s bezpečností k = 2,63.

Kontrola trvalé deformace nebo křehkého lomu povrchové vrstvy boku zubu jednorázovým působením největšího zatížení

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$$\sigma_{HO} = 613 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HO} = 380 \text{ MPa}$$

$$F_t = 1773 \text{ N}$$

$$K_H = 1,522$$

$$F_{t1} = 5829 \text{ N}$$

$$V_{HV} = 600$$

$$\sigma_{HPmax} = 2400 \text{ MPa}$$

Vypočtené hodnoty:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t1} K_H}{F_t}} =$$

$$= 1096 \text{ MPa} \quad (3.118)$$

$$k = \frac{\sigma_{HPmax}}{\sigma_{Hmax}} = 2,19 \quad (3.119)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 2,19$.

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t1} K_H}{F_t}} =$$

$$= 627 \text{ MPa} \quad (3.120)$$

$$k = \frac{\sigma_{HPmax}}{\sigma_{Hmax}} = 3,83 \quad (3.121)$$

Vyhovuje s bezpečností $k = 3,83$.

Kontrola únavového lomu v patě zubu

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$$F_t = 2776 \text{ N}$$

$$b_{wF} = 32 \text{ mm}$$

$$m_n = 2,5 \text{ mm}$$

$$K_A = 1$$

$$K_{F\beta} = 1,268$$

$$Y_{FS} = 4,145$$

$$K_{F\beta} = 1,08$$

$$Y_{FS} = 3,745$$

$$K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1,2$$

$$\sigma_{Flimb} = 390 \text{ MPa}$$

$$S_{Fmin} = 1,4$$

$$Y_{\beta} = 0,81$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,7$$

Vypočtené hodnoty:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} m_{nm}} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon =$$

$$= 124 \text{ MPa} \quad (3.122)$$

$$K_F = K_A K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} = 1,522 \quad (3.123)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = 279 \text{ MPa} \quad (3.124)$$

$$k = \frac{\sigma_{FP} S_{hmin}}{\sigma_F} = 3,14 \quad (3.125)$$

Vyhovuje s bezpečností k = 3,14.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{wF} m_{nm}} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon =$$

$$= 96 \text{ MPa} \quad (3.126)$$

$$K_F = K_A K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} = 1,296 \quad (3.127)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = 279 \text{ MPa} \quad (3.128)$$

$$k = \frac{\sigma_{FP} S_{hmin}}{\sigma_F} = 4,08 \quad (3.129)$$

Vyhovuje s bezpečností k = 4,08.

Kontrola trvalé deformace, vzniku trhlin nebo křehkého lomu v patě zubu jednorázovým působením největšího zatížení

Volené parametry a koeficienty určené z tabulek:

$$\sigma_F = 124 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 96 \text{ MPa}$$

$$F_t = 2776 \text{ N}$$

$$F_{t1} = 5829 \text{ N}$$

$$\sigma_{FSt} = 975 \text{ MPa}$$

Vypočtené hodnoty:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{F_t}{F_{t1}} = 261 \text{ MPa} \quad (3.130)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{F_t}{F_{t1}} = 201 \text{ MPa} \quad (3.133)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \sigma_{FSt} = 780 \text{ MPa} \quad (3.131)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \sigma_{FSt} = 780 \text{ MPa} \quad (3.134)$$

$$k = \frac{\sigma_{FPmax}}{\sigma_{FP}} = 2,99 \quad (3.132)$$

$$k = \frac{\sigma_{FPmax}}{\sigma_{FP}} = 3,89 \quad (3.135)$$

Vyhovuje s bezpečností k = 2,99.

Vyhovuje s bezpečností k = 3,89.

Vyhodnocení výsledků

Nejnižší hodnota bezpečnosti byla zjištěna na pastorku při kontrole v dotyku **k = 1,51**. To je hodnota příznivá. Optimalizace dalších bezpečností byla provedena stejně jako u soukolí 34 a materiál 12 051.4 se opět ukázal jako nejvhodnější.

3.6 Řemenový převod

Řemenový převod bude umístěn mezi převodovkou a ventilátorem. Osová vzdálenost můžeme zvolit libovolnou a přizpůsobit jí poté umístění komponentů na rámu. Výpočty jsou provedeny dle výběru z ČSN 02 3114 ve Strojnických tabulkách [3], případně doplněny ze skript [1]. Geometrii řemenového převodu můžeme vidět na Obr. 3.6.

Dáno/zvoleno:

$$i_{78} = 2,65$$

$$d_7 = 150 \text{ mm}$$

$$n_{7(34)} = 1894,44 \text{ ot/min}$$

$$d_8 = 400 \text{ mm}$$

$$n_{7(56)} = 948,72 \text{ ot/min}$$

$$a_{\text{volená}} = 550 \text{ mm}$$

$$M_{k7(34)} = M_{k3(34)} = 72,353 \text{ Nm}$$

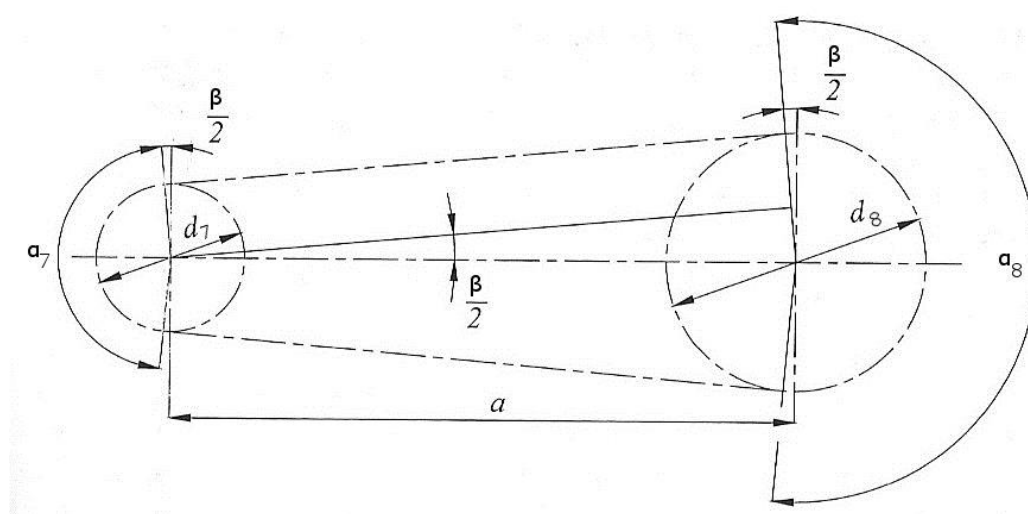
$$f = 0,5 \text{ (polyuretan - ocel)}$$

$$M_{k7(56)} = M_{k3(56)} = 144,263 \text{ Nm}$$

$$m = 0,12 \text{ kg/m}$$

$$P_7 = 14,333 \text{ kW}$$

Volíme řemen typu SPA dle Strojnických tabulek (str. 543) [3]. Vybíráme normalizované průměry řemenic pro tento druh řemenu.



Obr. 3.6. Geometrie řemenového převodu 78

Výpočet délky řemene

$$\frac{\beta}{2} = \frac{\arcsin(d_8 - d_7)}{2 \cdot a_{\text{volená}}} = 13,137^\circ \quad (3.136)$$

$$\alpha_7 = 180 - 2 \cdot \frac{\beta}{2} = 153,727^\circ \quad (3.137)$$

$$\alpha_8 = 180 + 2 \cdot \frac{\beta}{2} = 206,273^\circ \quad (3.138)$$

$$L = \frac{d_7}{2} \cdot \alpha_7 + \frac{d_8}{2} \cdot \alpha_8 + 2 \cdot a_{\text{volená}} \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = 1992,47 \text{ mm} \quad (3.139)$$

Volíme nejbližší normalizovanou výpočtovou délku řemene $L_P = 2000 \text{ mm}$. Z katalogu řemenů Tyma [9] vybíráme řemen s katalogovým označením SPA2000Lw.

Skutečná osová vzdálenost

$$W = \pi \cdot \frac{(d_7 + d_8)}{2} = 863,938 \text{ mm} \quad (3.140)$$

$$y = (d_8 - d_7)^2 = 15625 \text{ mm}^2 \quad (3.141)$$

$$a = 0,25 \cdot \left((L_P - W) + \sqrt{(L_P - W)^2 - 8 \cdot y} \right) = 553,927 \text{ mm} \quad (3.142)$$

Volba počtu řemenů

Výpočet provádíme pro hodnoty při zařazeném převodu 56, kdy nastává větší krouticí moment přenášený řemenem.

Koeficienty z tabulek:

$$c_1 = 0,93$$

$$c_2 = 1,2$$

$$c_3 = 3,88$$

$$P_r = 3,88 \text{ kW}$$

Výpočet:

$$z_{navr} = \frac{P_r c_2}{P_r c_1 c_3} = 4,98 \quad (3.143)$$

Volím počet řemenů $z = 5$. Hodnot výkonu a krouticího momentu, použitých pro výpočet, bude dosaženo pouze při rozběhu ventilátoru nebo řazení - jak již bylo zmíněno v kapitole 3.2, věnované krouticím momentům. Proto bezpečnost nemusí být příliš vysoká.

Síly a předpětí pro převod (56)

$$\alpha_7 = 180 - 2 \cdot \frac{\beta}{2} = 153,727^\circ \quad (3.144)$$

$$v_{(34)} = 2\pi r_7 \frac{n_{7(34)}}{60} = 7,451 \text{ m/s} \quad (3.145)$$

$$v_{(56)} = 2\pi r_7 \frac{n_{7(56)}}{60} = 14,902 \text{ m/s} \quad (3.146)$$

$$F = \frac{M_{k7(56)}}{r_7} = 1924 \text{ N} \quad (3.147)$$

$$F_0 = \frac{F}{2} \frac{e^{f_t \alpha_7} + 1}{e^{f_t \alpha_7} - 1} = 962 \text{ N} \quad (3.148)$$

$$F_{0c} = F_0 + F_{ct1} = F_0 + \frac{m}{L_p} v^2 = 965 \text{ N} \quad (3.149)$$

Volíme předpětí řemene $F_{01} = 1,5 F_{0c} = 1450 \text{ N}$, kde hodnota 1,5 je součinitel předpětí řemene k_{F0} , který se obvykle volí v rozmezí (1,5 - 2).

Napětí v tažné a odlehčené větvi řemene:

$$F_{v1} = F_{01} + \frac{1}{2} F = 2412 \text{ N} \quad (3.150)$$

$$F_{v2} = F_{01} - \frac{1}{2} F = 488 \text{ N} \quad (3.151)$$

Výsledné ohybové zatížení hřídelí:

$$F_{vR} = \sqrt{F_{v1}^2 + F_{v2}^2 + 2 F_{v1} F_{v2} \cos(\beta)} = 2889 \text{ N} \quad (3.152)$$

Pro výpočty hřídelí budeme potřebovat složky síly F_{vR} . Vypočteme tedy složku F_{vRy} ležící v dělicí rovině převodové skříně, ve které leží i osy všech hřídelů převodovky a složku k ní kolmou F_{vRz} . Výstupní hřídel převodovky a hřídel ventilátoru jsou umístěny tak, že osa, která je spojuje, svírá s vodorovnou rovinou úhel $\varphi = 35^\circ$.

$$F_{vRy(56)} = F_{vR} \cos(\varphi) = 2367 \text{ N} \quad (3.153)$$

$$F_{vRz(56)} = F_{vR} \sin(\varphi) = 1657 \text{ N} \quad (3.154)$$

Hodnoty pro převod 34:

$$F_{vRy(34)} = 2162 \text{ N} \quad F_{vRz(34)} = 1514 \text{ N} \quad (3.155)$$

Závěr

Ohybová frekvence:

$$f_{(34)} = \frac{v_{(34)}}{L_p/2} z = 74,51 \text{ s}^{-1} \quad (3.156)$$

$$f_{(56)} = \frac{v_{(56)}}{L_p/2} z = 37,26 \text{ s}^{-1} \quad (3.157)$$

Minimální meze seřízení osově vzdálenosti:

$$x \geq 0,03 L_p = 60 \text{ mm} \quad (3.158)$$

$$y \geq 0,015 L_p = 30 \text{ mm} \quad (3.159)$$

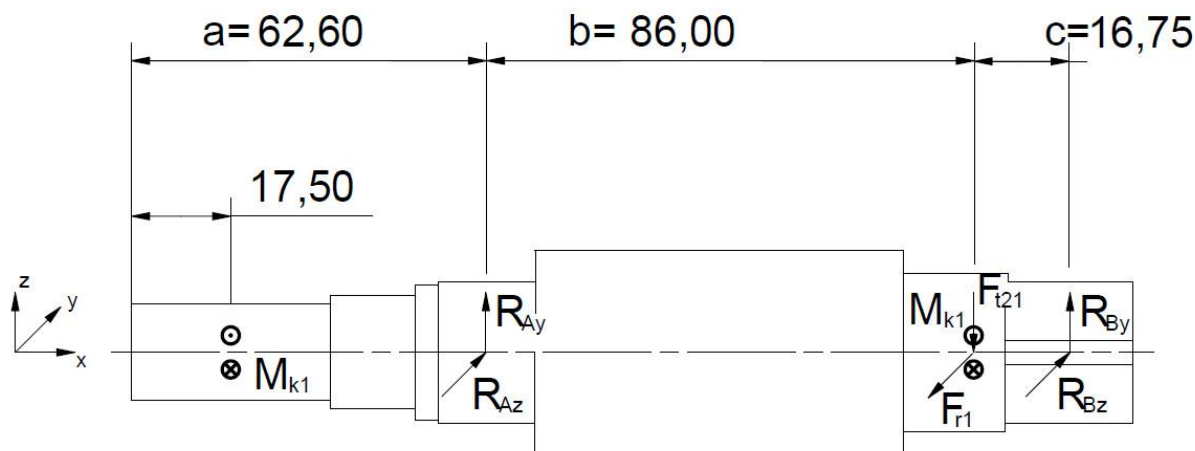
Výpočty byly ověřeny ve výpočetním Softwareu ContiTech Suite 7.4 [12], sloužícím pro návrh řemenových převodů. Bylo docíleno shody s maximální odchylkou několika Newtonů u sil. To je výsledek uspokojivý a řešení tak lze prohlásit za ověřené.

3.7 Hřídele

Hřídele jsou důležitou součástí pohonného systému. Z mechanického hlediska jsou namáhány silami radiálními, axiálními a krouticím momentem. Proto je třeba jejich pevnost a životnost ověřit výpočtem. Protože použité hřídele jsou složitějších tvarů, byl by jejich výpočet buď velmi pracný a časově náročný, a nebo zjednodušený a nepřesný. Jako vhodná možnost se jeví výpomoc softwarem pro výpočet hřídelí. Touto cestou se vydáme a pro zjištění některých hodnot využijeme MITCalc [14]. I tak využijeme některých zjednodušení, jako například nahrazení spojitých zatížení osamělými silami.

3.7.1 Hřídel 1

Na Obr. 3.7. je znázorněno zatížené hřídele 1 vnějšími silami.



Obr. 3.7. Vnější zatížení hřídele 1

U obvodové síly od ozubeného kola 1 je využito principu superpozice a její působíště je přemístěno do osy hřídele a přidán krouticí moment. Axiální sílu od kola 1 ($F_{a1} = 16 \text{ N}$) zanedbáváme, protože je malá.

Rekce v ložiskách

Rovina xz:

$$z: \quad R_{Az} - F_{t21} + R_{Bz} = 0 \quad (3.160)$$

$$M_A: \quad -F_{t21} b + R_{Bz} (b + c) = 0 \quad (3.161)$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{t21} b}{b + c} = 1549,3 \text{ N} \quad (3.161)$$

$$R_{Az} = F_{t21} - R_{Bz} = 301,7 \text{ N} \quad (3.160)$$

Rovina xy:

$$y: \quad -R_{Ay} - R_{By} + F_{r1} = 0 \quad (3.162)$$

$$M_A: \quad F_{r1} b - R_{By} (b + c) = 0 \quad (3.163)$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} b}{b + c} = 716,5 \text{ N} \quad (3.163)$$

$$R_{Ay} = F_{r1} - R_{By} = 187,5 \text{ N} \quad (3.162)$$

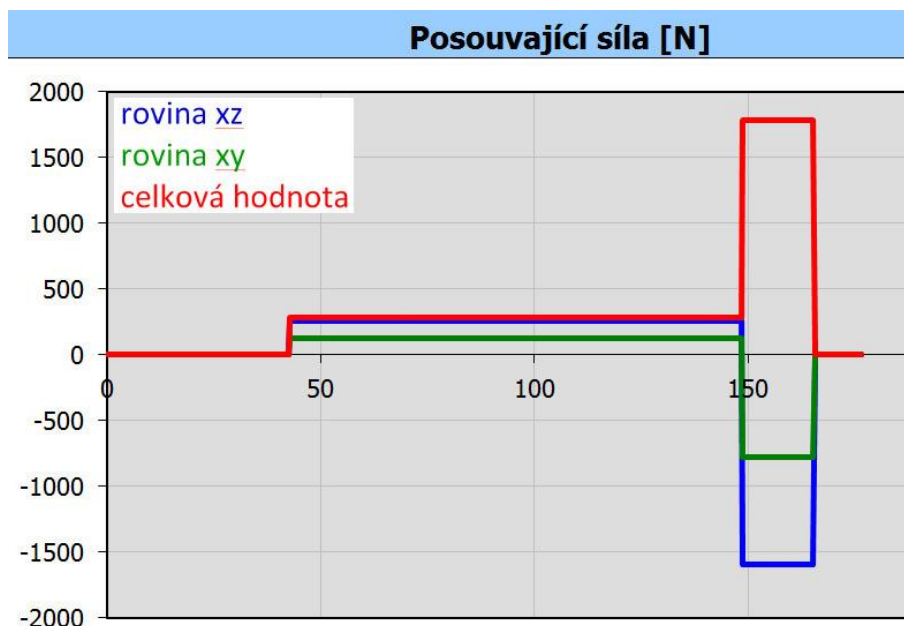
Celkové:

$$R_A = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} = 355,2 \text{ N} \quad (3.164)$$

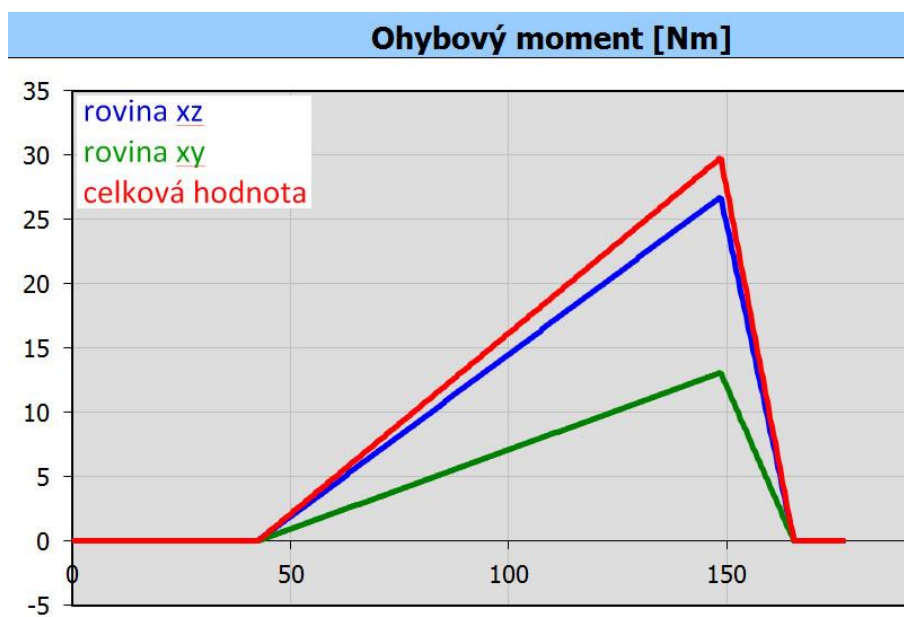
$$R_B = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = 1707 \text{ N} \quad (3.165)$$

Přenášené síly a momenty

Na následujících obrázcích (Obr. 3.8. a Obr. 3.9.) vidíme průběh posouvající síly a ohybového momentu.



Obr. 3.8. Posouvající síla hřídel 1



Obr. 3.9. Ohybový moment hřídel 1

Maximální celkový ohybový moment a krouticí moment:

$$M_{o\max} = R_A b = 30,55 \text{ Nm} \quad (3.166)$$

$$M_{k\max} = M_{k1} = 48,39 \text{ Nm} \quad (3.167)$$

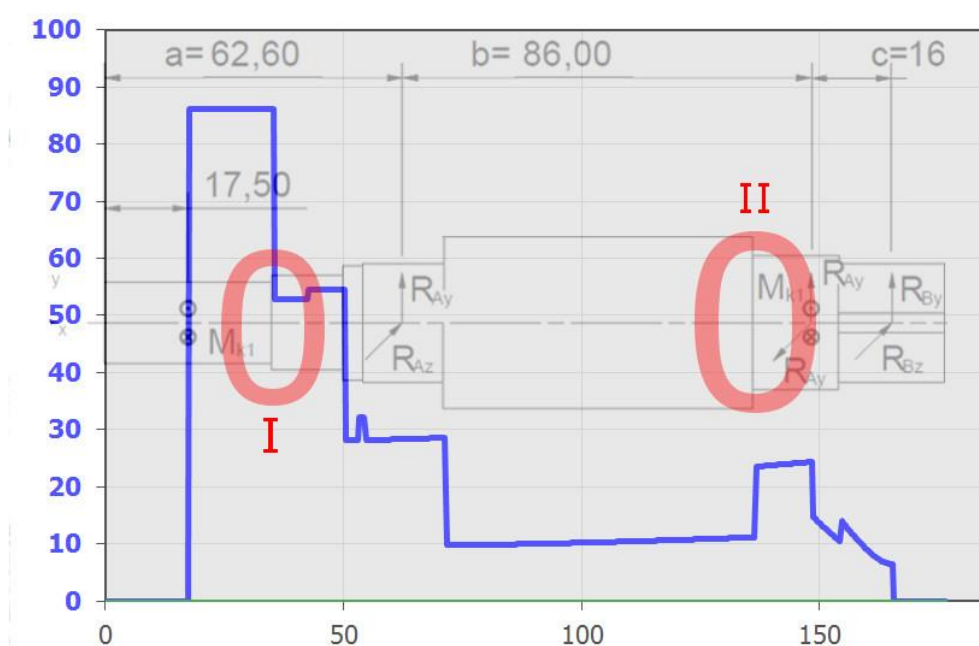
Kontrola pevnosti

Materiál a jeho vlastnosti: Ocel dle ČSN 11 500

$$R_m = 470 \text{ MPa}$$

$$R_e = 245 \text{ MPa}$$

Na Obr. 3.10. vidíme graf redukovaného napětí v hřídeli. Místa vyhodnocená jako nejnáchylnější ke vzniku únavové deformace jsou označena I a II. Jejich pevnost v únavě ověříme výpočtem.



Obr. 3.10. Redukované napětí hřídel 1

Místo I:

Namáhání pouze statickým krutem.

Rozměry a koeficienty volené dle tabulek a diagramů [5]:

$$d = 17 \text{ mm}$$

$$v_3 = 0,94$$

$$\alpha_k = 1,7$$

$$D = 20 \text{ mm}$$

$$\eta_k = 0,93$$

$$r = 0,5 \text{ mm}$$

$$q_2 = 0,4$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k1} \cdot 16}{\pi d^3} = 50,17 \text{ MPa} \quad (3.168)$$

$$\beta_k = 1 + q_2 (\alpha_k - 1) = 1,28 \quad (3.169)$$

$$\tau_c^* = \frac{\tau_c}{\beta_k} = \frac{0,25 R_m v_3 \eta_k}{\beta_k} = 80,25 \text{ MPa} \quad (3.170)$$

$$k = \frac{\tau_c^*}{\tau_k} = 1,6 \quad (3.171)$$

Místo II:

Namáhání statickým krutem a střídavým ohybem.

Rozměry a koeficienty volené dle tabulek a diagramů [5]:

$$d = 28 \text{ mm} \quad l = 73,5 \text{ mm} \quad q_1 = 0,4$$

$$D = 36 \text{ mm} \quad v_2 = 0,89 \quad q_2 = 0,4$$

$$r = 0,5 \text{ mm} \quad \eta = 0,87 \quad \alpha_o = 2,65$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k1} 16}{\pi d^3} = 11,23 \text{ MPa} \quad (3.172)$$

$$M_o = R_A l = 26,107 \text{ Nm} \quad (3.173)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o 32}{\pi d^3} = 12,12 \text{ MPa} \quad (3.174)$$

$$\beta_o = 1 + \frac{q_1 + q_2}{2} (\alpha_o - 1) = 1,66 \quad (3.175)$$

$$\sigma_{oc}^* = \frac{\sigma_{oc}}{\beta_o} = \frac{0,43 R_m v_2 \eta}{\beta_o} = 94,27 \text{ MPa} \quad (3.176)$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_o} = 7,78 \quad (3.177)$$

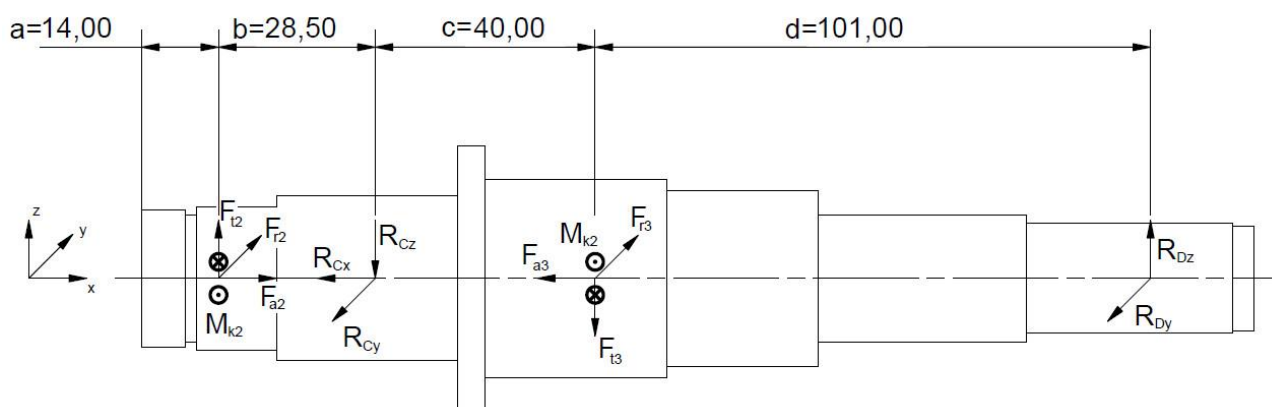
$$k_\tau = \frac{\tau_c^*}{\tau_k} = \frac{0,6 R_m}{\tau_k} = 25,11 \quad (3.178)$$

$$\left(\frac{k}{k_\tau}\right)^2 + \frac{k}{k_\sigma} = 1 \Rightarrow k = 7,15 \quad (3.179)$$

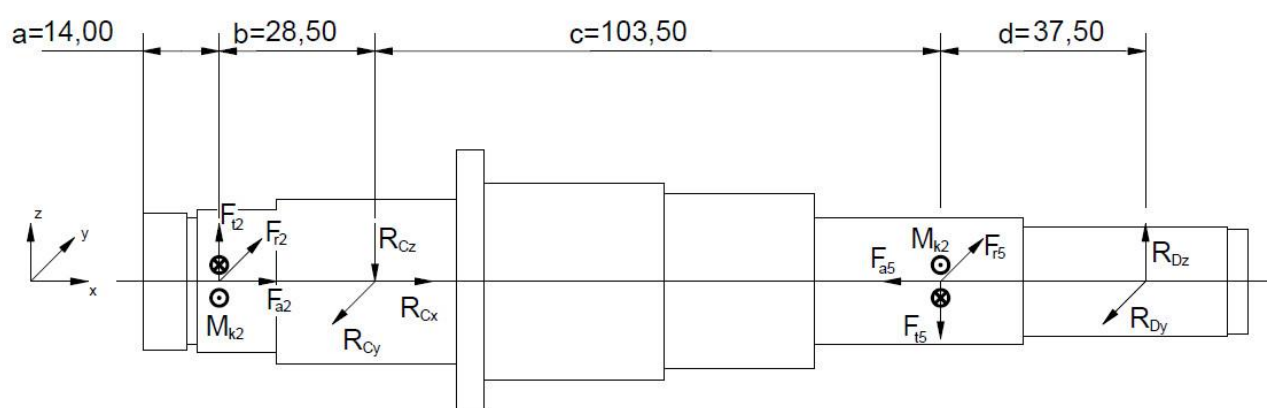
Celková bezpečnost hřídele 1 je nižší z vypočtených, takže $k = 1,6$ a vztahuje se k místu I.

3.7.2 Hřídel 2

Hřídel 2 bude zatěžován rozdílně při zařazeném soukolí 34 nebo 56. Proto musíme do výpočtů zahrnout obě varianty. Každý obrázek bude ve dvojím provedení, vždy první pro převod 34 a druhý pro převod 56. Vnější zatížení hřídele vidíme na Obr. 3.11. a Obr. 3.12.



Obr. 3.11. Vnější zatížení hřídele 2 (34)



Obr. 3.12. Vnější zatížení hřídele 2 (56)

Rekce v ložiskách (34)

Rovina xz:

$$z: F_{t2} - F_{t3} - R_{Cz} + R_{Dz} = 0 \quad (3.180)$$

$$M_C: -F_{t2} b - F_{t3} c + R_{Dz} (c + d) = 0 \quad (3.181)$$

$$R_{Dz} = \frac{F_{t2} b + F_{t3} c}{c + d} = 877 \text{ N} \quad (3.181)$$

$$R_{Cz} = R_{Dz} + F_{t2} - F_{t3} = 955 \text{ N} \quad (3.180)$$

Rovina xy:

$$y: F_{r2} - R_{Cy} + F_{r3} - R_{Dy} = 0 \quad (3.182)$$

$$M_C: -F_{r2} b + F_{r3} c - R_{Dy} (c + d) = 0 \quad (3.183)$$

$$R_{Dy} = \frac{-F_{r2} b + F_{r3} c}{c + d} = 192 \text{ N} \quad (3.183)$$

$$R_{Cy} = F_{r2} + F_{r3} - R_{Dy} = 511 \text{ N} \quad (3.182)$$

Celkové:

$$R_C = \sqrt{R_{Cz}^2 + R_{Cy}^2} = 1083 \text{ N} \quad (3.184)$$

$$R_{Cx} = F_{a2} - F_{a3} = 259 \text{ N} \quad (3.185)$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dz}^2 + R_{Dy}^2} = 898 \text{ N} \quad (3.186)$$

Rekce v ložiskách (56)

Rovina xz:

$$z: \quad F_{t2} - F_{t5} - R_{Cz} + R_{Dz} = 0 \quad (3.187)$$

$$M_C: \quad -F_{t2} b - F_{t5} c + R_{Dz} (c + d) = 0 \quad (3.188)$$

$$R_{Dz} = \frac{F_{t2} b + F_{t5} c}{c + d} = 2412 \text{ N} \quad (3.188)$$

$$R_{Cz} = R_{Dz} + F_{t2} - F_{t5} = 1487 \text{ N} \quad (3.187)$$

Rovina xy:

$$y: \quad F_{r2} - R_{Cy} + F_{r5} - R_{Dy} = 0 \quad (3.189)$$

$$M_C: \quad -F_{r2} b + F_{r5} c - R_{Dy} (c + d) = 0 \quad (3.190)$$

$$R_{Dy} = \frac{-F_{r2} b + F_{r5} c}{c + d} = 803 \text{ N} \quad (3.190)$$

$$R_{Cy} = F_{r2} + F_{r5} - R_{Dy} = 312 \text{ N} \quad (3.189)$$

Celkové:

$$R_C = \sqrt{R_{Cz}^2 + R_{Cy}^2} = 1519 \text{ N} \quad (3.191)$$

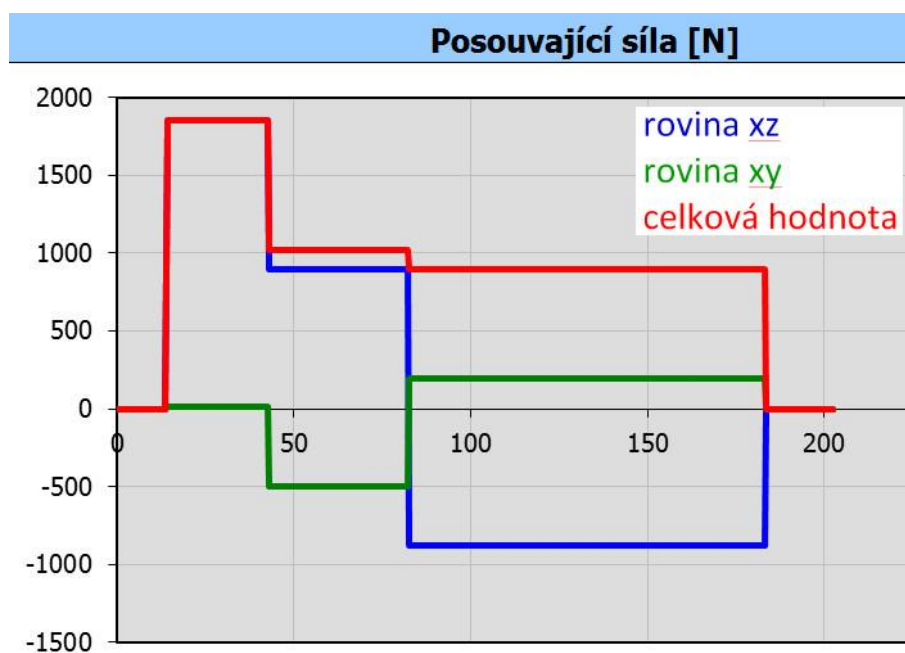
$$R_{Cx} = F_{a5} - F_{a2} = 285 \text{ N} \quad (3.192)$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dz}^2 + R_{Dy}^2} = 2542 \text{ N} \quad (3.193)$$

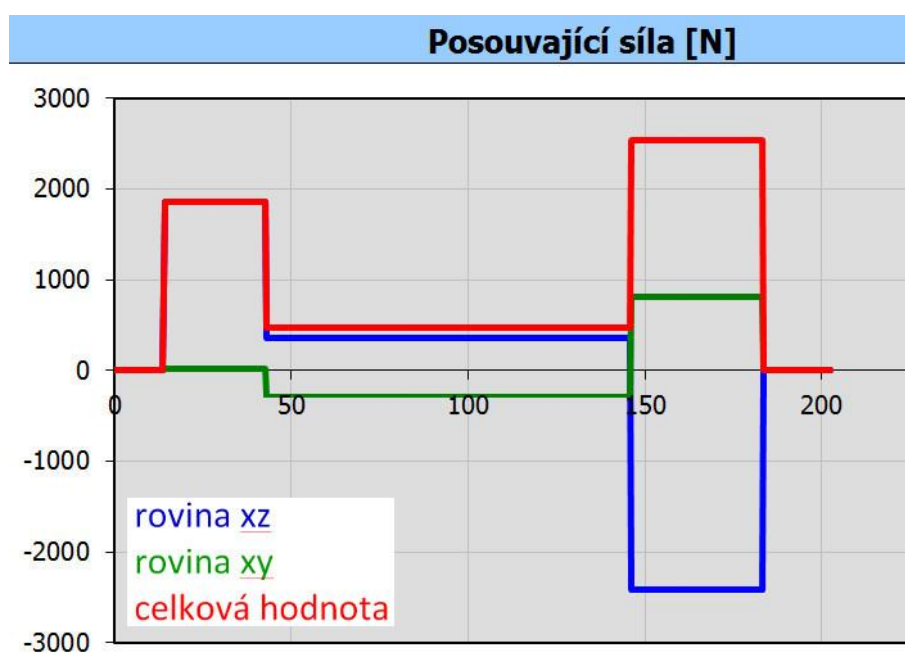
Můžeme si všimnout, že síly zatěžující ložiska jsou při převodu 56 vyšší. Axiální síla je v obou případech poměrně nízká díky vhodně zvolenému směru sklonu zubů kol 3 a 5 (axiální síly od kol 3 a 5 působí proti axiální síle od kola 2 a navzájem se částečně eliminují).

Přenášené síly a momenty

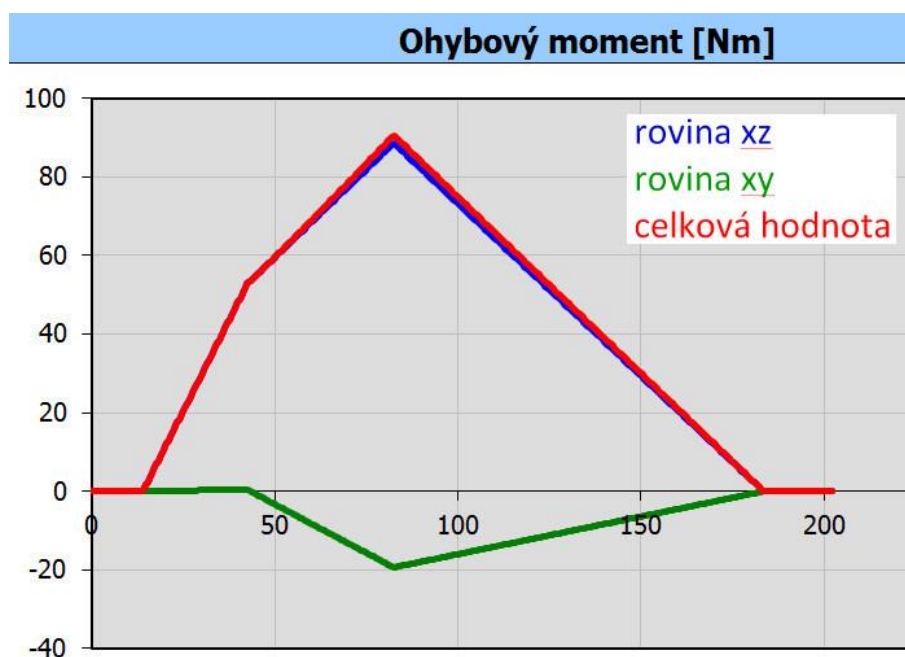
Na následujících obrázcích vidíme průběh posouvající síly (Obr. 3.13. a Obr. 3.14.) a ohybového momentu (Obr. 3.15. a Obr. 3.16.).



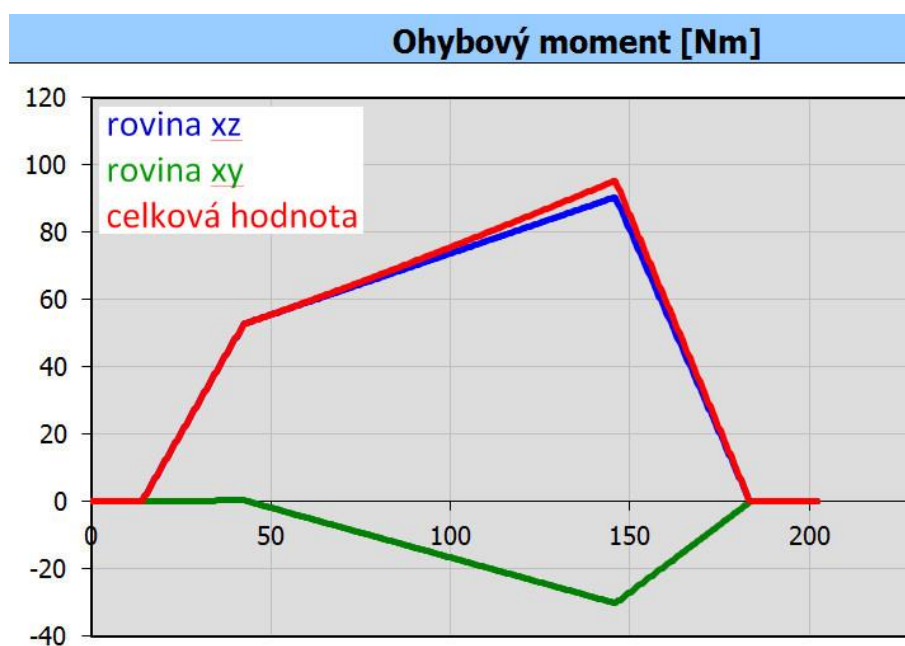
Obr. 3.13. Posouvající síla hřídel 2 (34)



Obr. 3.14. Posouvající síla hřídel 2 (56)



Obr. 3.15. Ohybový moment hřídel 2 (34)



Obr. 3.16. Ohybový moment hřídel 2 (56)

Maximální celkový ohybový moment a krouticí moment (34):

$$M_{omax} = \sqrt{(R_{Dz} d)^2 + (R_{Dy} d)^2} = 90,67 \text{ Nm} \quad (3.194)$$

$$M_{kmax} = M_{k2} = 56,6 \text{ Nm} \quad (3.196)$$

Maximální celkový ohybový moment a krouticí moment (56):

$$M_{omax} = \sqrt{(R_{Dz} d)^2 + (R_{Dy} d)^2} = 95,33 \text{ Nm} \quad (3.196)$$

$$M_{kmax} = M_{k2} = 56,6 \text{ Nm} \quad (3.197)$$

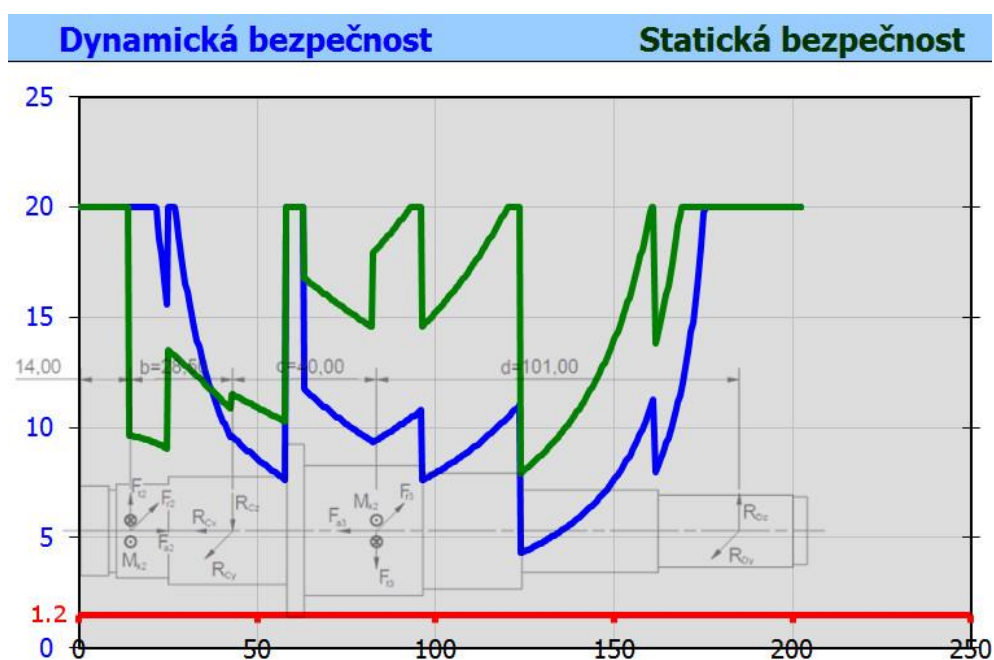
Kontrola pevnosti

Materiál a jeho vlastnosti: Ocel dle ČSN 11 500

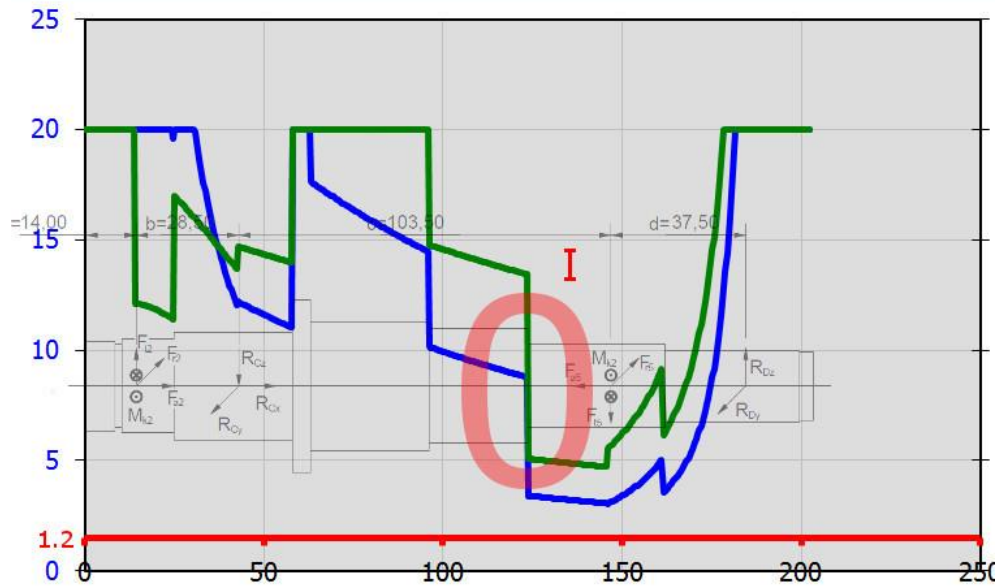
$$R_m = 470 \text{ MPa}$$

$$R_e = 245 \text{ MPa}$$

Na Obr. 3.17. a Obr. 3.18. vidíme graf bezpečnosti dle programu MITCalc [14]. Místo označené „I“, vyhodnocené programem jako nejnáchylnější na vznik únavové deformace, prověříme kontrolním výpočtem. Výpočet postačí u hřídele se zařazeným převodem 56 (Obr. 3.18.), kdy je bezpečnost nižší.



Obr. 3.17. Bezpečnost hřídele 2 (34)



Obr. 3.18. Bezpečnost hřídele 2 (56)

Kontrolní výpočet pro místo I, hřídel 2, převod 56:

Namáhání statickým krutem, statickým tlakem (zanedbáváme) a střídavým ohybem.

Rozměry a koeficienty volené dle tabulek a diagramů [5]:

$$d = 23 \text{ mm} \quad l_2 = 60,5 \text{ mm} \quad q_2 = 0,46$$

$$D = 32 \text{ mm} \quad v_2 = 0,9 \quad \alpha_o = 2,1$$

$$r = 1 \text{ mm} \quad \eta = 0,87$$

$$l_1 = 23 \text{ mm} \quad q_1 = 0,48$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k2} 16}{\pi d^3} = 23,7 \text{ MPa} \quad (3.198)$$

$$M_{olz} = -F_{t5} l_1 + R_{Dz} l_2 = 82,078 \text{ Nm} \quad (3.199)$$

$$M_{oly} = -F_{r5} l_1 + R_{Dy} l_2 = 23,3 \text{ Nm} \quad (3.200)$$

$$M_{ol} = \sqrt{M_{olz}^2 + M_{oly}^2} = 85,32 \text{ Nm} \quad (3.201)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{ol}}{W_o} = \frac{M_{ol} 32}{\pi d^3} = 71,43 \text{ MPa} \quad (3.202)$$

$$\beta_o = 1 + \frac{q_1 + q_2}{2} (\alpha_o - 1) = 1,517 \quad (3.203)$$

$$\sigma_{oc}^* = \frac{\sigma_{oc}}{\beta_o} = \frac{0,43 R_m v_2 \eta}{\beta_o} = 104,31 \text{ MPa} \quad (3.204)$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_o} = 1,46 \quad (3.205)$$

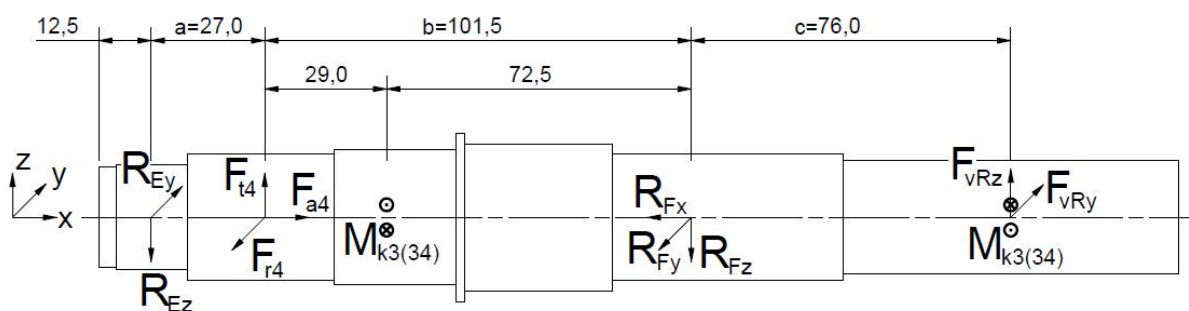
$$k_{\tau} = \frac{\tau_c^*}{\tau_k} = \frac{0,6 R_m}{\tau_k} = 11,9 \quad (3.206)$$

$$\left(\frac{k}{k_{\tau}}\right)^2 + \frac{k}{k_{\sigma}} = 1 \Rightarrow k = 1,43 \quad (3.207)$$

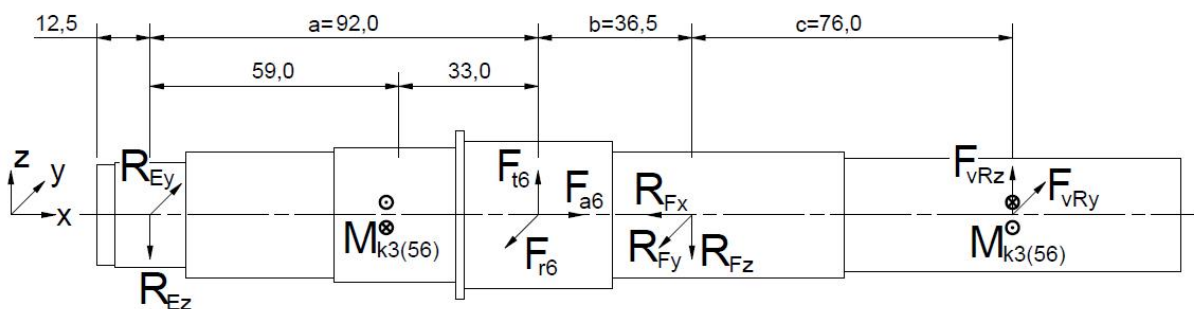
Celková bezpečnost hřídele 2 na namáhání v únavě je $k = 1,43$.

3.7.3 Hřídel 3

Hřídel 3 bude, stejně jako hřídel 2, zatěžován rozdílně při zařazeném soukolí 34 nebo 56. Proto musíme do výpočtů zahrnout obě varianty. Každý obrázek bude ve dvojím provedení, vždy první pro převod 34 a druhý pro převod 56. Vnější zatížení hřídele je znázorněno na Obr. 3.19. a Obr. 3.20.



Obr. 3.19. Vnější zatížení hřídele 3 (34)



Obr. 3.20. Vnější zatížení hřídele 3 (56)

Rekce v ložiskách (34)

Rovina xz:

$$z: -R_{Ez} + F_{t4} - R_{Fz} + F_{vRz} = 0 \quad (3.208)$$

$$M_E: F_{t4} a - R_{Fz} (a + b) + F_{vRz} (a + b + c) = 0 \quad (3.209)$$

$$R_{Fz} = \frac{F_{t4} a + F_{vRz} (a + b + c)}{a + b} = 2782 \text{ N} \quad (3.209)$$

$$R_{Ez} = F_{t4} - R_{Fz} + F_{vRz} = 505 \text{ N} \quad (3.208)$$

Rovina xy:

$$y: R_{Ey} - F_{r4} - R_{Fy} + F_{vRy} = 0 \quad (3.210)$$

$$M_E: -F_{r4} a - R_{Fy} (a + b) + F_{vRy} (a + b + c) = 0 \quad (3.211)$$

$$R_{Fy} = \frac{-F_{r4} a + F_{vRy} (a + b + c)}{a + b} = 3296 \text{ N} \quad (3.211)$$

$$R_{Ey} = F_{r4} + R_{Fy} - F_{vRy} = 1821 \text{ N} \quad (3.210)$$

Celkové:

$$R_E = \sqrt{R_{Ez}^2 + R_{Ey}^2} = 1890 \text{ N} \quad (3.211)$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fz}^2 + R_{Fy}^2} = 4313 \text{ N} \quad (3.212)$$

$$R_{Fx} = F_{a4} = 645 \text{ N} \quad (3.213)$$

Řekce v ložiskách (56)

Rovina xz:

$$z: -R_{Ez} + F_{t6} - R_{Fz} + F_{vRz} = 0 \quad (3.214)$$

$$M_E: F_{t6} a - R_{Fz} (a + b) + F_{vRz} (a + b + c) = 0 \quad (3.215)$$

$$R_{Fz} = \frac{F_{t6} a + F_{vRz} (a + b + c)}{a + b} = 4636 \text{ N} \quad (3.215)$$

$$R_{Ez} = F_{t6} - R_{Fz} + F_{vRz} = -203 \text{ N} \quad (3.214)$$

Rovina xy:

$$y: R_{Ey} - F_{r6} - R_{Fy} + F_{vRy} = 0 \quad (3.216)$$

$$M_E: -F_{r6} - R_{Fy} (a + b) + F_{vRy} (a + b + c) = 0 \quad (3.217)$$

$$R_{Fy} = \frac{-F_{r6} a + F_{vRy} (a + b + c)}{a + b} = 2980 \text{ N} \quad (3.217)$$

$$R_{Ey} = F_{r6} + R_{Fy} - F_{vRy} = 1418 \text{ N} \quad (3.216)$$

Celkové:

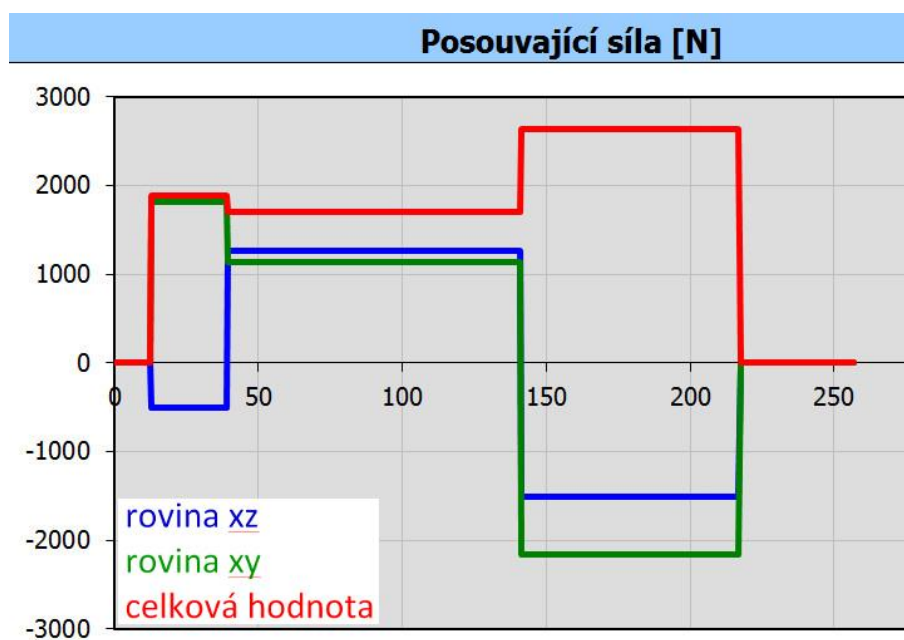
$$R_E = \sqrt{R_{Ez}^2 + R_{Ey}^2} = 1432 \text{ N} \quad (3.218)$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fz}^2 + R_{Fy}^2} = 5511 \text{ N} \quad (3.219)$$

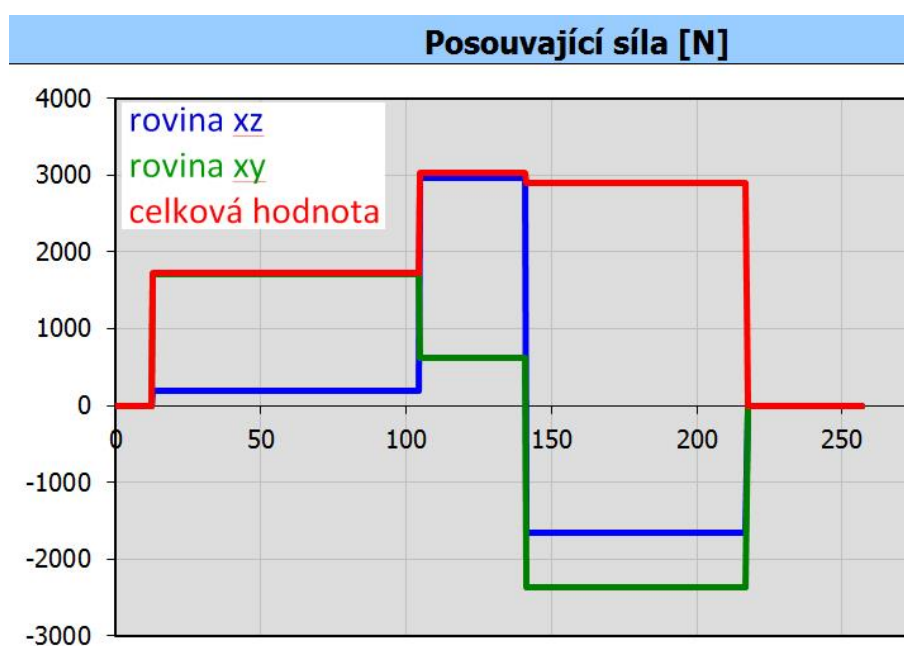
$$R_{Fx} = F_{a6} = 1188 \text{ N} \quad (3.220)$$

Přenášené síly a momenty

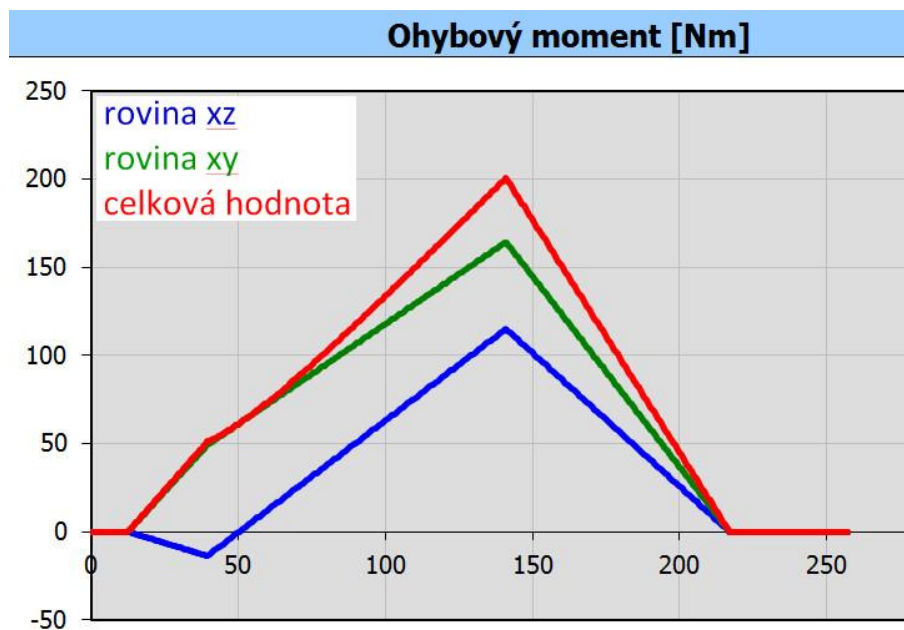
Na následujících obrázcích vidíme průběh posouvající síly (Obr. 3.21. a Obr. 3.22.) a ohybového momentu (Obr. 3.23. a Obr. 3.24.).



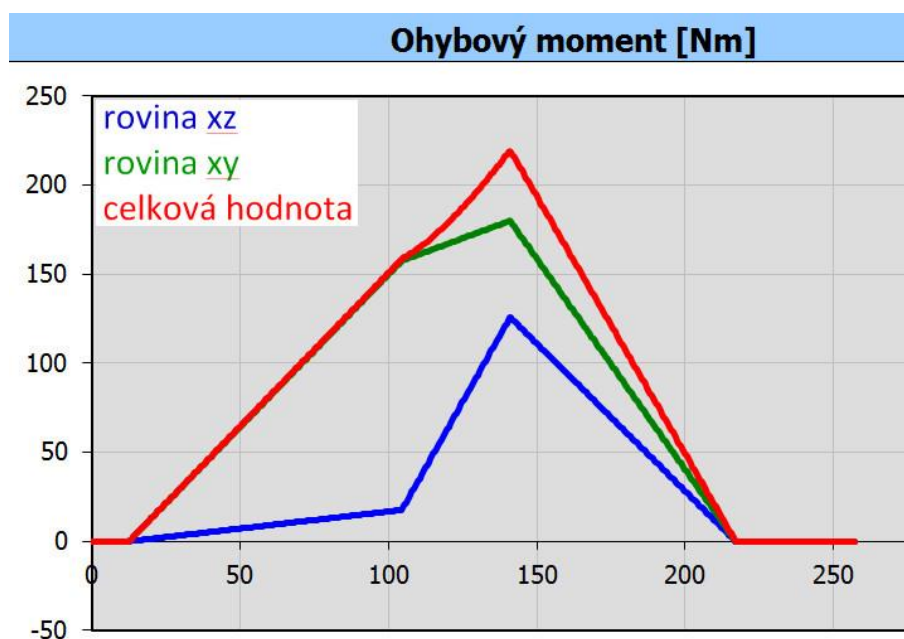
Obr. 3.21. Posouvající síla hřídel 3 (34)



Obr. 3.22. Posouvající síla hřídel 3 (56)



Obr. 3.23. Ohybový moment hřídel 3 (34)



Obr. 3.24. Ohybový moment hřídel 3 (56)

Maximální celkový ohybový moment a krouticí moment (34):

$$M_{omax} = F_{vR(34)} c = 200,56 \text{ Nm} \quad (3.221)$$

$$M_{kmax} = M_{k3(34)} = 72,35 \text{ Nm} \quad (3.222)$$

Maximální celkový ohybový moment a krouticí moment (56):

$$M_{omax} = F_{vR(56)} c = 219,56 \text{ Nm} \quad (3.223)$$

$$M_{kmax} = M_{k3(56)} = 144,26 \text{ Nm} \quad (3.224)$$

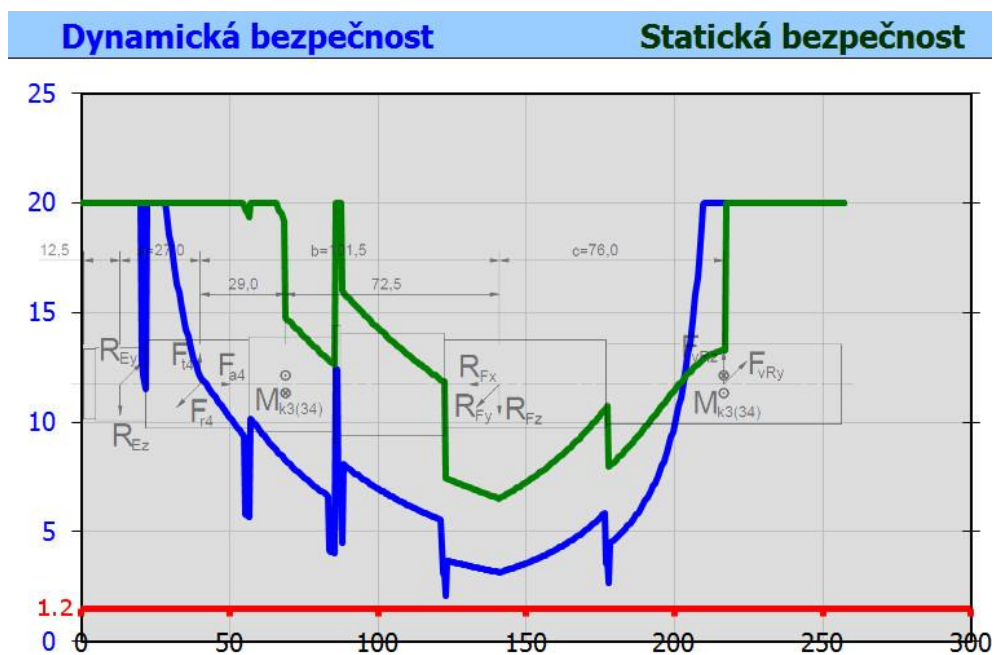
Kontrola pevnosti

Materiál a jeho vlastnosti: Ocel dle ČSN 11 700

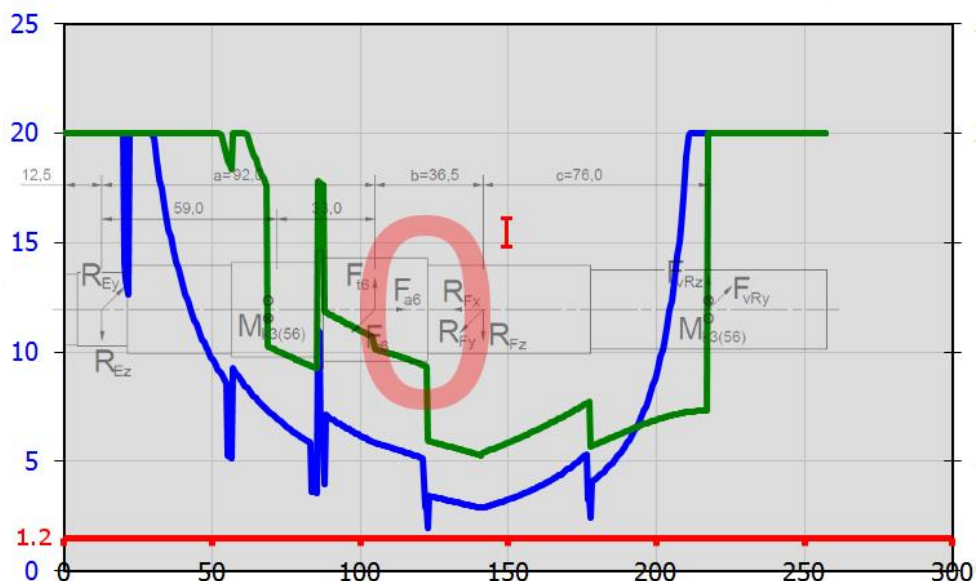
$$R_m = 685 \text{ MPa}$$

$$R_e = 345 \text{ MPa}$$

Na Obr. 3.25. a Obr. 3.26. vidíme graf bezpečnosti dle programu MITCalc [14]. Místo označené „I“, vyhodnocené programem jako nejnáchylnější na vznik únavové deformace, prověříme kontrolním výpočtem. Výpočet postačí u hřídele se zařazeným převodem 56 (Obr. 3.26.), kdy je bezpečnost nižší.



Obr. 3.25. Bezpečnost hřídele 3 (34)



Obr. 3.26. Bezpečnost hřídele 3 (56)

Kontrolní výpočet pro místo I, hřídel 3, převod 56:

Namáhání statickým krutem, statickým tahem (zanedbáváme) a střídavým ohybem.

Rozměry a koeficienty volené dle tabulek a diagramů [5]:

$$d = 30 \text{ mm} \quad l_2 = 95 \text{ mm} \quad q_2 = 0,37$$

$$D = 35 \text{ mm} \quad v_2 = 0,8 \quad \alpha_o = 2,7$$

$$r = 0,5 \text{ mm} \quad \eta = 1,875$$

$$l_1 = 19 \text{ mm} \quad q_1 = 0,5$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k3(56)} 16}{\pi d^3} = 27,2 \text{ MPa} \quad (3.225)$$

$$M_{oIz} = R_{Fz} l_1 - F_{vRz} l_2 = 69,33 \text{ Nm} \quad (3.226)$$

$$M_{oIy} = -R_{Fy} l_1 + F_{vRy} l_2 = 168,25 \text{ Nm} \quad (3.227)$$

$$M_{oI} = \sqrt{M_{oIz}^2 + M_{oIy}^2} = 182 \text{ Nm} \quad (3.228)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{oI}}{W_o} = \frac{M_{oI} 32}{\pi d^3} = 68,66 \text{ MPa} \quad (3.229)$$

$$\beta_o = 1 + \frac{q_1 + q_2}{2} (\alpha_o - 1) = 1,74 \quad (3.230)$$

$$\sigma_{oc}^* = \frac{\sigma_{oc}}{\beta_o} = \frac{0,43 R_m v_2 \eta}{\beta_o} = 118,53 \text{ MPa} \quad (3.231)$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{oc}^*}{\sigma_o} = 1,726 \quad (3.232)$$

$$k_{\tau} = \frac{\tau_c^*}{\tau_k} = \frac{0,6 R_m}{\tau_k} = 15,11 \quad (3.233)$$

$$\left(\frac{k}{k_{\tau}}\right)^2 + \frac{k}{k_{\sigma}} = 1 \Rightarrow k = 1,7 \quad (3.234)$$

Celková bezpečnost hřídele 2 v namáhání v únavě je $k = 1,7$. Na Obr. 3.26., z programu MITCalc [14], se může zdát, že bezpečnost je menší, ale to bude způsobeno pravděpodobně špatnou přesností vykreslování grafu, protože program hlásí nejnižší hodnotu bezpečnosti na hřídeli 1,93.

3.8 Ložiska

Označení umístění ložisek můžeme vidět na začátku výpočtové zprávy, na Obr. 3.1. Typ ložisek byl volen dle potřeby zachytit různě velké síly radiální, popřípadě axiální. Byla snaha vhodný model ložiska předběžně vybrat při modelování převodovky a následně jejich životnost ověřit výpočtem. Cílem bylo dosáhnout minimální životnosti 20 000 hodin, což je splněno. Po výpočtu životnosti však musela být některá ložiska vyměněna za vhodnější. Předpokládá se, že ventilátor bude provozován 50 % celkové doby provozu s převodem 34 a 50 % s převodem 56. Ložiska byla vybrána z katalogu ZKL [

Výpočet je pro všechna ložiska stejný. Nyní bude uveden jeho postup a vysvětlení a poté ukázka výpočtu pro ložisko v místě E. Následovat bude tabulka hodnot pro všechna ložiska.

3.8.1 Výpočet trvanlivosti ložiska

Trvanlivost ložisek v milionech otáček je dána vztahem

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_m}\right)^p \quad (3.235)$$

a v hodinách

$$L_{h10} = \left(\frac{C_r}{P_m}\right)^p \frac{10^6}{60 n_m}, \quad (3.236)$$

kde základní radiální dynamickou únosnost C_r udává výrobce, exponent rovnice trvanlivosti p je 3 pro ložiska s teoreticky bodovým stykem (kuličková), nebo 10/3 pro ložiska se stykem úsekovým (válečková, kuželíková, ...). Střední hodnotu otáček n_m pokud se otáčky ložiska během provozu mění, určujeme podle

$$n_m = n_1 \frac{q_1}{100} + n_2 \frac{q_2}{100} \quad (3.237)$$

kde n_i jsou otáčky a q_i je časový podíl otáček v procentech z celkové doby provozu. V našem případě $q_1 = q_2 = 50$. Dále $i = 1$ resp. 2 pro převod kol 34 resp. 56. P_m je ekvivalentní zatížení. Při zatížení v radiálním i axiálním směru s měnicími se hodnotami otáček a velikosti zatížení ho určíme ze vztahu

$$P_m = \sqrt[p]{P_1^p \frac{n_1}{n_m} \frac{q_1}{100} + P_2^p \frac{n_2}{n_m} \frac{q_2}{100}} \quad (3.238)$$

Pro P_i platí

$$P_i = XR_i + YR_{xi} \quad (3.239)$$

kde R_i je radiální a R_{xi} axiální síla na ložisko při odpovídajících otáčkách. X , resp. Y je koeficient radiálního, resp. axiálního zatížení udávaný výrobcem (nebo normou) pro dané ložisko. Pro malé poměry F_{ai}/F_{ri} je u kuželíkových a kuličkových ložisek $Y = 0$.

Ukázka výpočtu – ložisko E

$$P_1 = XR_1 + YR_{x1} = 1890 \text{ N} \quad (3.240)$$

$$P_2 = XR_2 + YR_{x2} = 1432 \text{ N} \quad (3.241)$$

$$n_m = n_1 \frac{q_1}{100} + n_2 \frac{q_2}{100} = 1423 \frac{\text{ot.}}{\text{min}} \quad (3.252)$$

$$P_m = \sqrt[p]{P_1^p \frac{n_1}{n_m} \frac{q_1}{100} + P_2^p \frac{n_2}{n_m} \frac{q_2}{100}} = 1767 \text{ N} \quad (3.243)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_m} \right)^p = 23536 \cdot 10^6 \text{ ot.}$$

$$L_{h10} = \left(\frac{C_r}{P_m} \right)^p \frac{10^6}{60 n_m} = 275662 \text{ h} \quad (3.244)$$

3.8.2 Zvolená ložiska a tabulka hodnot

Zvolená ložiska – označení dle ČSN a katalogu ZKL [10]:

A:	ČSN 02 4630 – 6305	kuličkové
B:	ČSN 02 4670 – NUP 305	válečkové
C:	ČSN 02 4665 – 3306	dvouřadé kuličkové s kosoúhlým stykem
D:	NNSF50004CV	dvouřadé válečkové
E:	ČSN 02 4720 – 31305A	kuželíkové
F:	ČSN 02 4720 – 32306A	kuželíkové

Tabulka hodnot z katalogu a vypočtených trvanlivostí:

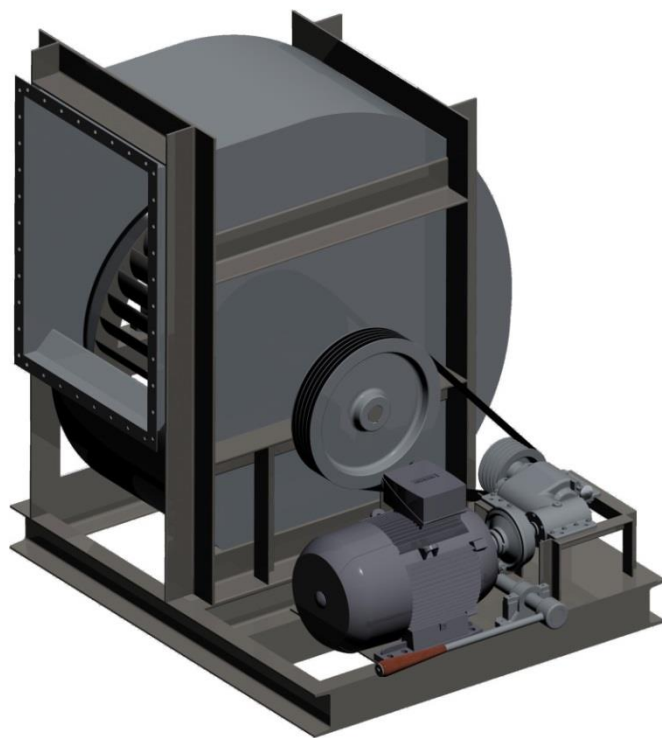
ložisko	X [-]	Y [-]	C_r [N]	převod 34				převod 56			
				R_1 [N]	R_{x1} [N]	n_1 [ot./min]	P_1 [N]	R_2 [N]	R_{x2} [N]	n_2 [ot./min]	P_2 [N]
A	1	0	21 123	355	16	2 960	355	355	16	2 960	355
B	1	0	27 600	1 707	0	2 960	1 707	1 707	0	2 960	1 707
C	1	0,73	43 688	1 083	259	2 467	1 272	1 519	285	2 467	1 727
D	1	0	47 000	898	0	2 467	898	2 542	0	2 467	2 542
E	1	0	36 200	1 890	0	1 897	1 890	1 432	0	949	1 432
F	1	0	76 400	4 313	645	1 897	4 313	6 499	1 188	949	5 511

ložisko	n_m [ot./min]	P_m [N]	$L_{10} \cdot 10^{-6}$ [ot./min]	L_{h10} [h]
A	2 960	355	210 304	1 184 145
B	2 960	1 707	10 689	60 183
C	2 467	1 533	23 131	156 271
D	2 467	2 084	32 417	219 006
E	1 423	1 767	23 536	275 662
F	1 423	4 793	10 194	119 391

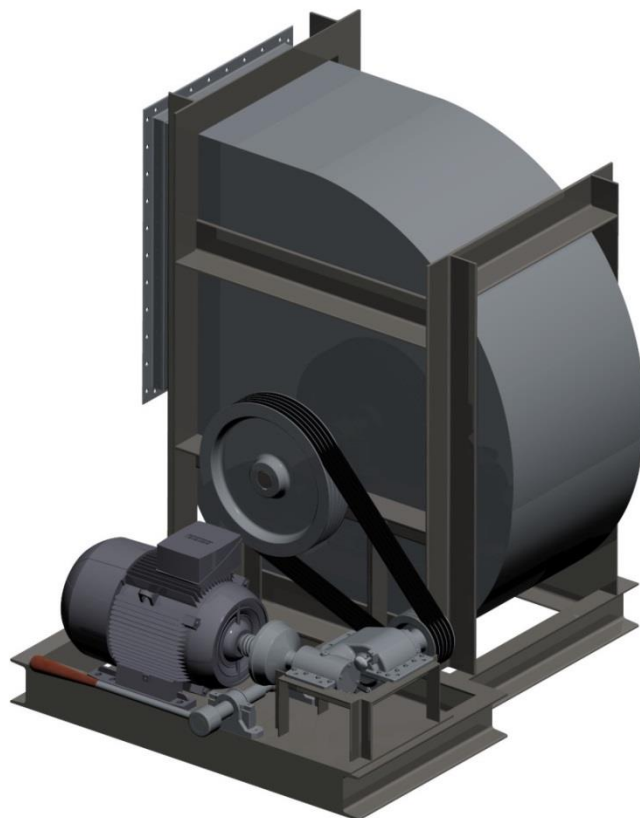
Vidíme, že nejmenší trvanlivost má ložisko v místě B, přesto však poměrně velkou, trojnásobnou oproti stanovenému cíli. Některá ložiska se můžou zdát naddimenzována. Je to způsobeno buď tím, že z konstrukčních důvodů, je vhodnější použít ložisko s přiměřenými rozměry a tím i nadměrnou únosností (ložisko A), nebo velkým rozdílem mezi únosností ložiska se stykem bodovým a úsekovým.

4. Ekonomické zhodnocení

Při návrhu strojního zařízení je vždy potřeba zvolit vhodnou cestu mezi poměrem ceny, efektivity a účelnosti. Různá řešení jsou více či méně vhodná pro různé případy. Pohonný systém byl navrhován s předpokladem sériové výroby. Tomu byly přizpůsobeny některé jeho prvky. Například bylo použito rovnoboké drážkování pro spojení hřídelí s ozubenými koly. Pro výrobu převodové skříně byla zvolena technologie odlévání namísto svařování. Tyto postupy by byly pro kusovou výrobu nevhodné, ale při sériové výrobě nachází své uplatnění. Nebo výrobní cena šikmého ozubení bude nepochybně vyšší, ale dosáhneme díky němu lepších parametrů nejen pevnostních. Sestavu celého stroje můžeme vidět na Obr. 4.1. a Obr. 4.2.



Obr. 4.1. Model sestavy pohled 1



Obr. 4.2. Model sestavy pohled 2

Odhad ceny pohonného systému je možné provést pouze přibližně. Sestava se skládá z normalizovaných i nenormalizovaných dílů. Obecně platí, že použití normalizovaných dílů, které jsou vyráběny velkosériově, má pozitivní ekonomický dopad. Jejich cena je snadno dohledatelná. Finanční nákladnost ostatních dílů, které jsou vyráběny na zakázku, ovlivňuje spousta faktorů, z nichž všechny není možné v této práci postihnout.

Přibližná cena normalizovaných součástí bez DPH:

Elektromotor	15 170,- Kč
Spojovací mat. a drobné součásti	87,- Kč
Řemeny	1 370,- Kč
Řemenice	2 949,- Kč
Ložiska	3104,- Kč
Materiál konstrukce rámu	2 925,- Kč

CELKEM: 25 605,- Kč bez DPH

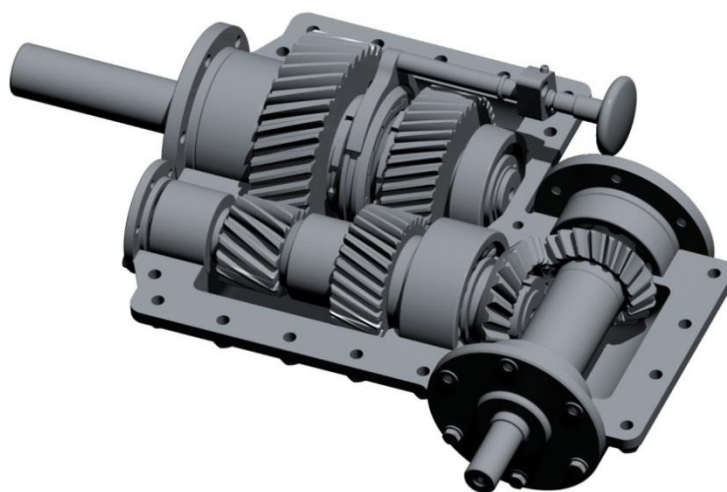
Zůstává tu však ještě mnoho dalších dílů, jejichž cenu by bylo možné stanovit až po podrobném průzkumu výrobních možností a s vizí konkrétního naplánování zakázek, popřípadě vlastní výroby. Celková výrobní cena pohonné jednotky by se mohla pohybovat přibližně v mezích od 75 000,- do 110 000,- Kč.

5. Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout pohonný systém radiálního ventilátoru vyhovující zadaným parametrům. Kromě splnění zadání, byl při návrhu brán ohled i na další aspekty patřící do činnosti spojené s konstrukcí strojů. Řeč je například o důležitosti správného návrhu součástí s ohledem nejen na jejich funkčnost a životnost, ale i technologii výroby a finanční nákladnost. Zadání bylo vyhověno plně. Další cíle byly splněny taktéž úspěšně. Velká pozornost a pečlivost byla věnována návrhu ozubených soukolí, jejichž parametry byly pečlivě odladěny pomocí výpočtů v MS Excel. V následujících řádcích je shrnut postup dosažení finálního návrhu.

Prvním nezbytným krokem bylo hlubší porozumění funkci a parametrům ventilátorů, a to zejména radiálním. Po zvolení vhodného poháněného stroje přišel čas na výběr hnacího elementu, kde se jako optimální ukázal elektromotor splňující

parametry ze zadání. V této fázi už byly známé přesné otáčky hnacího i hnaného prvku, takže bylo možné přejít k návrhu převodů. Nejdříve byly zvoleny převodové poměry, které vyhovovaly zadání jen s velmi nepatrnou odchylkou. Následně proběhl návrhový výpočet ozubených kol. Geometrie kol byla optimalizována pro plynulý chod. Pevnost jednotlivých kol byla ověřena výpočtem dle normy ČSN. Po ozubených kolech byl zvolen vhodný řemenový převod podložený rovněž výpočtem ověřeným v programu ContiTech Suite 7.4 [12]. Další fáze spočívala ve tvorbě 3D modelu převodovky. Byly odhadnuty přiměřené průměry hřídelů a typy ložisek. Byla navržena odlévaná převodová skříň. Pro připojení k motoru byla zvolena vhodná spojka a poté byly jednotlivé komponenty v modelu umístěny na svařovaný rám tvořený tyčemi profilu L a plechy. Výpočtem a s pomocí programu MITCalc [14] byla ověřena pevnost hřídelů v namáhání jak statickém, tak dynamickém. Zde se ukázalo, že průměry hřídelů byly zvoleny vhodně, protože koeficienty bezpečnosti nedosahovaly příliš vysokých hodnot, tudíž hřídele nebyly předimenzovány. Zároveň bezpečnost neklesla pod 1,4. Jedním z cílů bylo navrhnout převodovku s důrazem na minimalizaci její hmotnosti a rozměrů. Tento bod zde byl naplněn. Na závěr byly provedeny výpočty ložisek, kde se ukázalo, že prvotní odhad vhodných ložisek nebyl velmi přesný. Některá ložiska proto musela být vyměněna a skříň lehce modifikována. Na závěr byla vytvořena výkresová dokumentace sestavy převodovky s kusovníkem a vybraných součástí, které je možné nalézt v příloze této práce. Model a výkresy vznikly v programu Creo Parametric 2,0 [13]. Na Obr. 5.1. můžeme vidět model převodovky.



Obr. 5.1. Model převodovky

Seznam obrázků

Obr. 2.1. Axiální ventilátor (chladicí pro elektroniku)	12
Obr. 2.2. Tangenciální ventilátor – princip	12
Obr. 2.3. Radiální ventilátor – princip	12
Obr. 2.4. Model elektromotoru 1LE1003-1DA3.....	13
Obr. 2.5. Kuželová třecí spojka	14
Obr. 2.6. Princip synchronizační spojky	16
Obr. 2.7. Nosný rám	17
Obr. 3.1. Schéma převodu	18
Obr. 3.2. Silové poměry ozubených kol.....	19
Obr. 3.3. Silové poměry soukolí 12.....	24
Obr. 3.4. Silové poměry soukolí 34.....	28
Obr. 3.5. Silové poměry soukolí 56.....	33
Obr. 3.6. Geometrie řemenového převodu 78	37
Obr. 3.7. Vnější zatížení hřídele 1	40
Obr. 3.8. Posouvající síla hřídel 1	41
Obr. 3.9. Ohybový moment hřídel 1	41
Obr. 3.10. Redukované napětí hřídel 1	42
Obr. 3.11. Vnější zatížení hřídele 2 (34)	44
Obr. 3.12. Vnější zatížení hřídele 2 (56)	44
Obr. 3.13. Posouvající síla hřídel 2 (34).....	46
Obr. 3.14. Posouvající síla hřídel 2 (56).....	46
Obr. 3.15. Ohybový moment hřídel 2 (34).....	47

Obr. 3.16. Ohybový moment hřídel 2 (56).....	47
Obr. 3.17. Bezpečnost hřídele 2 (34)	48
Obr. 3.18. Bezpečnost hřídele 2 (56)	49
Obr. 3.19. Vnější zatížení hřídele 3 (34)	50
Obr. 3.20. Vnější zatížení hřídele 3 (56)	50
Obr. 3.21. Posouvající síla hřídel 3 (34).....	52
Obr. 3.22. Posouvající síla hřídel 3 (56).....	52
Obr. 3.23. Ohybový moment hřídel 3 (34).....	53
Obr. 3.24. Ohybový moment hřídel 3 (56).....	53
Obr. 3.25. Bezpečnost hřídele 3 (34)	54
Obr. 3.26. Bezpečnost hřídele 3 (56)	55
Obr. 4.1. Model sestavy pohled 1	59
Obr. 4.2. Model sestavy pohled 2	59
Obr. 5.1. Model převodovky	61

Použité zdroje

- [1] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9.
- [2] Bureš, M. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol: výukový text*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2006.
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [4] JÁGROVÁ, Jitka a Lukáš ČAPEK. *Dynamická únosnost a životnost*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2014. ISBN 978-80-7494-135-1.
- [5] PUSTKA, Zdeněk. *Základy konstruování: (přesnosti na technických výkresech)*. Vyd. 2., přeprac. a dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2009. ISBN 978-80-7372-529-7.
- [6] PUSTKA, Zdeněk. *Základy konstruování: (tvorba výkresové dokumentace)*. Vyd. 2. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-615-7.
- [7] SOBEK, Evžen. *Základy strojnictví: návody pro konstrukční cvičení*. Praha: VN MON, 1988.
- [8] ŠTOUD, Zdeněk. *Nové normy technického kreslení*. Praha: Práce, 1986. Příručky Práce.
- [9] TYMA. *Tyma Katalog řemenů*. 22.1.2012.
- [10] Ložiska | ZKL Group. *ZKL Group* [online]. Copyright © 2012 ZKL, a.s. [cit. 27.06.2017]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/katalog/loziska>.
- [11] Low-Voltage Motors (standard industrial motors) - Industry Mall - Siemens Great Britain: SIMOTICS GP/SD/XP - 1LE1/1MB1. *Siemens: Motortype: 1LE1003-1DA32-2AA4-Z R15* [online]. GB: © Siemens AG 2017, 2017 [cit. 2017-01-06]. Dostupné z: https://mall.industry.siemens.com/mall/en/uk/Catalog/StartConfigurator?configId=10&nodeId=10028832&kmat=DT_M

Software:

[12] ContiTech Suite 7.4

[13] Creo Parametric 2.0

[14] MITCalc

[15] MS Excel

[16] MS Word

Obrázky:

[17] Fan (machine): Axial-flow. *Wikipedia: An axial box fan for cooling electrical equipment* [online]. USA: Wikipedia®, 2010 [cit. 2017-01-06]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Fan_\(machine\)#cite_ref-18](https://en.wikipedia.org/wiki/Fan_(machine)#cite_ref-18)

[18] Fan (machine): Centrifugal. *Wikipedia: Typical centrifugal fan* [online]. USA: Wikipedia®, 2010 [cit. 2017-01-06]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Fan_\(machine\)#cite_ref-18](https://en.wikipedia.org/wiki/Fan_(machine)#cite_ref-18)

[19] Fan (machine): Cross-flow. *Wikipedia: Cross-section of cross-flow fan, from the 1893 patent. The rotation is clock-wise. The stream guide F is usually not present in modern implementations.* [online]. USA: Wikipedia®, 2010 [cit. 2017-01-06]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Fan_\(machine\)#cite_ref-18](https://en.wikipedia.org/wiki/Fan_(machine)#cite_ref-18)

Seznam použitých symbolů

Značka	Název	Jednotka
index “(34)”	hodnota při zařazením soukolí 34	-
index “(56)”	hodnota při zařazením soukolí 56	-
index „d”	Vypočteno dle namáhání v dotyku	-
index „m”	vztahuje se ke střední hodnotě kuželového soukolí	-
index „v”	virtuální soukolí (čelní se šikmými zuby)	-
b	šířka ozubení	mm
b _{wF}	pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na ohyb	mm
b _{wH}	pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na dotyk	mm
b _{min}	minimální šířka ozubení	mm
c*	součinitel hlavové vřle	-
d	roztočený průměr	mm
d ₁	průměr roztečné kružnice pastorku	mm
d ₂	průměr roztečné kružnice kola	mm
E	modul pružnosti	MPa
F _a	axiální síla	N
f _F	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení	-
f _H	pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice	-
F _r	radiální síla	N
F _t	obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici	N
i	převodový poměr	-
i ₁₂	převodový poměr soukolí 12	-
i _c	požadovaný celkový převodový poměr	-
i _{c50}	požadovaný celk. převod. poměr alternativního převodu	-
i _{cskut}	skutečný celkový převodový poměr	-
i _{c50skut}	skutečný celkový převodový poměr alternativní	-
J _{HV}	tvrdost v jádře zubu dle Vickerse	HV
K _A	součinitel vnějších dynamických sil	-
K _{AS}	součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	-

Značka	Název	Jednotka
K_F	součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na ohyb)	-
K_{Fv}	součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na ohyb)	-
$K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na ohyb)	-
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)	-
K_H	součinitel přídavných zatížení (pro výpočet na dotyk)	-
K_{Hv}	součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na dotyk)	-
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na dotyk)	-
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na dotyk)	-
M_{k1}	Krouticí moment na hřídeli 1	Nm
M_{k2}	krouticí moment na hřídeli 2	Nm
M_{k3}	krouticí moment na hřídeli 3	Nm
M_{kv}	krouticí moment ventilátoru	Nm
m_n	normálový modul	mm
m_{nd}	normálový modul navržený dle namáhání v dotyku	mm
n_1	otáčky hřídel 1	ot/min
n_2	otáčky hřídel 2	ot/min
n_3	otáčky hřídel 3	ot/min
n_m	otáčky elektromotoru	ot/min
n_v	otáčky ventilátoru	ot/min
P_m	jmenovitý výkon elektromotoru	kW
R_e	mez kluzu	MPa
R_m	mez pevnosti v tahu	MPa
S_{Fmin}	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	-
S_{Hmin}	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	-

Značka	Název	Jednotka
T_1	krouticí moment na pastorku	Nm
T_2	krouticí moment na kole	Nm
u	převodové číslo ozubeného převodu	-
V_{HV}	Tvrdost (povrchu) na boku zubu	HV
Y_{FS}	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	-
Y_{β}	součinitel sklonu zubu	-
Y_{ϵ}	součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb)	-
z	počet zubů	-
z_1	počet zubů pastorku	-
Z_E	součinitel mechanických vlastností materiálů spoluzabírajících ozubených kol	-
Z_H	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	-
Z_R	součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)	-
Z_{ϵ}	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	-
α_n	tlakový úhel	°
β	úhel sklonu boku zubu	°
δ	poloviční vrcholový úhel roztečného kužele	°
η_{12}	účinnost převodu 12	-
μ	Poissonovo číslo	-
Σ	úhel os kuželového soukolí	°
σ_F	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	MPa
σ°_{Flimb}	mezní únava v ohybu odpovídající bázevému počtu zatěžovacích cyklů	MPa
σ_{Flimb1}	mez únavy v ohybu materiálu pastorku (stanovená z σ°_{Flimb})	MPa
σ_{Flimb2}	mez únavy v ohybu materiálu kola (stanovená z σ°_{Flimb})	MPa
σ_{Fmax}	největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{t1}	MPa
σ_{FP}	přípustné napětí v ohybu	MPa
σ_{FPmax}	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení (sílu F_{t1})	MPa

Značka	Název	Jednotka
σ_{FSt}	pevnost v ohybu při největším zatížení	MPa
σ_H	napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě	MPa
$\sigma^{\circ Hlim}$	mez únavy v dotyku odpovídající báзовému počtu zatěžovacích cyklů	MPa
σ_{Hlim1}	mez únavy v dotyku materiálu pastorku (stanovená z $\sigma^{\circ Hlim}$)	MPa
σ_{Hlim2}	mez únavy v dotyku materiálu kola (stanovená z $\sigma^{\circ Hlim}$)	MPa
σ_{Hmax}	největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1}	MPa
σ_{HO}	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů (při $KH = 1,0$)	MPa
σ_{HP}	přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)	MPa
σ_{HPmax}	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou F_{t1}	MPa
Ψ_d	poměr šířky ozubení k roztočenému průměru	-

Řemenový převod

Značka	Název	Jednotka
a	osová vzdálenost	mm
c_1	součinitel úhlu opásání	-
c_2	součinitel provozního zatížení	-
c_3	součinitel délky řemene	-
f	ohybová frekvence řemene	s^{-1}
f_t	součinitel tření na 1 metr délky	-
F	obvodová užitečná síla	N
F_o	minimální předpětí	N
F_{oc}	minimální předpětí při uvážení odstředivé síly na řemen	N
F_{ct1}	přídavná tahová síla na řemen (vlivem odstředivé síly)	N
F_{01}	volené předpětí řemene	N
F_{v1}	síla v tažné větvi řemene	N
F_{v2}	síla v odlehčené větvi řemene	N
F_{vR}	výsledné zatížení hřídelí řemenového převodu	N
k_{Fo}	součinitel předpětí řemene	-

Značka	Název	Jednotka
m	hmotnost řemene na metr délky	kg/m
P_r	výkon přenášený jedním řemenem	kW
v	obvodová rychlost řemene	m/s
w	pomocný koeficient pro výpočet osové vzdálenosti	-
y	pomocný koeficient pro výpočet osové vzdálenosti	-
z	počet řemenů	-
z_{navr}	navrhovaný počet řemenů	-

Hřídele

Značka	Název	Jednotka
index "x"	síla v axiálním směru	...
index "y"	složka vektoru v rovině xy	...
index "z"	složka vektoru v rovině xz	...
a, b, c, d, l	délka	mm
d, D	průměr hřídele a osazení	mm
k	bezpečnost	-
M_o	ohybový moment	Nm
M_k	krouticí moment	Nm
q	součinitel vrubové citlivosti	-
r	poloměr zaoblení	mm
R_e	mez kluzu	MPa
R_m	mez pevnosti	MPa
α	součinitel tvaru	-
β	vrubový součinitel	-
η	součinitel jakosti povrchu	-
σ^*_c	mez únavy skutečné součásti v kořeni vrubu v ohybu	MPa
σ_{oc}	mez únavy zkušební součásti v ohybu	MPa
v	součinitel velikosti	-
τ^*_c	mez únavy skutečné součásti v kořeni vrubu v krutu	MPa
τ_k	mez únavy zkušební součásti v krutu	MPa

Ložiska

Značka	Název	Jednotka
C_r	základní dynamická radiální únosnost	N
L_{10}	trvanlivost ložisek v milionech otáček	ot
L_{h10}	trvanlivost ložiska v hodinách	h
n	otáčky	ot/min
n_m	střední hodnota otáček	ot/min
P_m	ekvivalentní zatížení	N
q	časový podíl otáček	%
R	radiální síla	N
R_x	axiální síla	N
X	koeficient radiálního zatížení	-
Y	koeficient axiálního zatížení	-

Seznam příloh

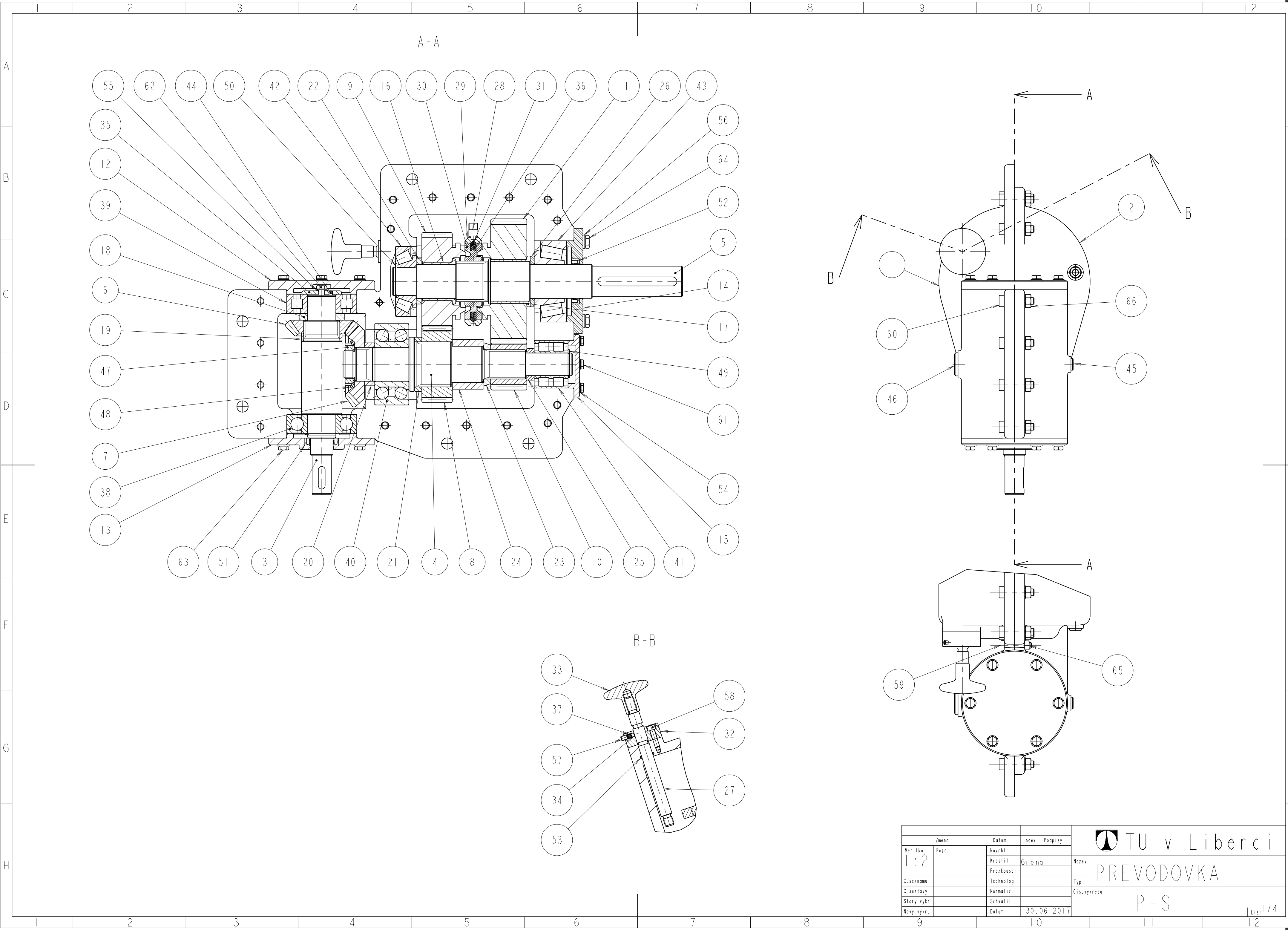
Příloha 1 – Výkres sestavy s kusovníkem


Příloha 2 – Výkres hřídele 2 (číslo pozice 4)

Příloha 3 – Výkres ozubeného kola 3 (číslo pozice 8)

Příloha 4 – Výkres víka 2 (číslo pozice 13)

Příloha 5 – Výkres víka 4 (číslo pozice 15)



Zmena		Datum		Index		Podpisy		 TU v Liberci
Meritko	Pozn.	Navrhl	Kreslil	Groma		Nazev		
1:2						PREVODOVKA		
C. seznamu		Technolog				Typ		
C. sestavy		Normaliz.				Cis. vykresu		
Stary vykr.		Schvalil				P - S		
Novy vykr.		Datum	30.06.2017					
								List 1/4



TU v Liberci

PREVODOVKA

P-S

	1	2	3	4	
A	ODK.	OZNACENÍ	POLOTOVAR	MN.	A
		VYKRES	MATERIAL	JED.	
		SKRIN 1	ODLITEK	l	
			42 2303	ks.	
B	2	SKRIN 2	ODLITEK	l	B
			42 2303	ks.	
		HRIDEL 1	Ø 40 - 180 CSN 42 5510.12	l	
		-	11 500	ks.	
C	4	HRIDEL 2	Ø 55 - 205 CSN 42 5510.12	l	C
			11 500	ks.	
		HRIDEL 3	Ø 45 - 270 CSN 42 5510.12	l	
			11 700	ks.	
D	6	OZUBENE KOLO 1	KR 70h12 - 30 CSN 42 6510.12	l	D
			12 051	ks.	
		OZUBENE KOLO 2	KR 80h12 - 20 CSN 42 6510.12	l	
			12 051	ks.	
E	8	OZUBENE KOLO 3	KR 75h12 - 30 CSN 42 6510.12	l	E
			12 051	ks.	
		OZUBENE KOLO 4	KR 90h12 - 30 CSN 42 6510.12	l	
			12 051	ks.	
F	10	OZUBENE KOLO 5	KR 50h12 - 35 CSN 42 6510.12	l	F
			12 051	ks.	
		OZUBENE KOLO 6	KR 120h12 - 35 CSN 42 6510.12	l	
			12 051	ks.	
G	12	VIKO 1	Ø 100 - 15 CSN 42 5510.12	l	G
			11 500	ks.	
		VIKO 2	Ø 100 - 15 CSN 42 5510.12	l	
			11 500	ks.	
H	14	VIKO 3	Ø 100 - 15 CSN 42 5510.12	l	H
			11 500	ks.	
		VIKO 4	Ø 60 - 10 CSN 42 5510.12	l	
			11 500	ks.	
I	16	KLUZNE POUZDRO 1	TR Ø 40 x 8 - 34 CSN 42 8710.02	l	I
			42 3753	ks.	
		KLUZNE POUZDRO 2	TR Ø 45 x 8 - 40 CSN 42 8710.02	l	
			42 3753	ks.	
J	18	DISTANCNI KROUZEK 1	KR 40h11 - 8 CSN 42 6510.12	l	J
			11 500	ks.	
		DISTANCNI KROUZEK 2	TR Ø 36 x 2 - 8 CSN 42 5723.02	l	
			11 500	ks.	
K	20	DISTANCNI KROUZEK 3	TR Ø 38 x 4 - 10 CSN 42 5723.02	l	K
			11 500	ks.	
		DISTANCNI KROUZEK 4	TR Ø 48 x 4 - 8 CSN 42 5723.02	l	
			11 500	ks.	
L	22	DISTANCNI KROUZEK 5	TR Ø 40 x 5 - 6 CSN 42 5723.02	l	L
			11 500	ks.	
F	Zmena		Datum	Index	F
	Meritko	Pozn.	Navrhl	Podpisy	
	N		Kreslil	Groma	
			Prezkousel		
	C.seznamu		Technolog		
	C.sestavy		Normaliz.		
	Stary vykr.		Schvalil		
	Novy vykr.		Datum	30.06.2017	
1		2	3	4	



TU v Liberci

Nazev

KUSOVNIK I


Typ

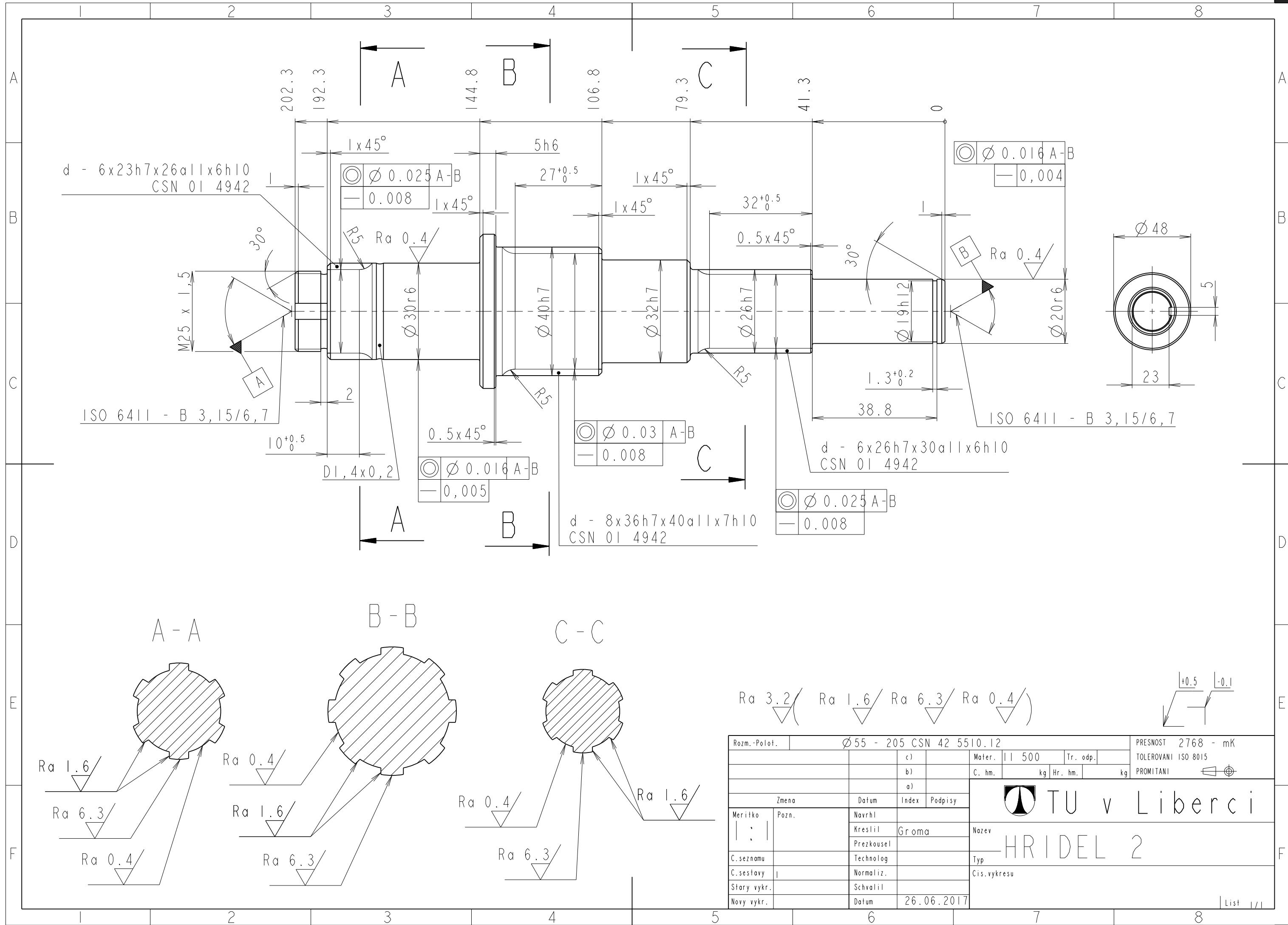
Cis.vykresu

P-K I

List 2/4

	1	2	3	4		
A	23	DISTANCNI KROUZEK 6	TR Ø38 x 5,6 - 7 CSN 42 5723.02	I	A	
			II 500	ks.		
	24	DISTANCNI KROUZEK 7	TR Ø44,5 x 6,3 - 30 CSN 42 5723.02	I		B
			II 500	ks.		
	25	DISTANCNI KROUZEK 8	TR Ø28 x 4 - 8 CSN 42 5723.02	I		
		II 500	ks.			
26	DISTANCNI KROUZEK 9	KR 45hII - 5 CSN 42 6510.12	I	D		
		II 500	ks.			
27	TAHLO	KR 10hII - 124 CSN 42 6510.12	I		E	
		II 500	ks.			
28	RADICI VIDLICE	VYKOVEK	I			F
		II 343	ks.			
29	RADICI OBJIMKA	TR Ø82,5 x 8 - 17 CSN 42 5715.01	I	F		
		II 500	ks.			
30	SYNCHRONIZACNI TELESO	Ø75 - 17 CSN 42 5510.12	I		F	
		II 500	ks.			
31	ZASUVNE TELISKO	KR 5 - 4 CSN 42 6410.5	4			F
		II 320	ks.			
32	PRIRUBA	PLO 22 x 14 - 35 CSN 42 5522.01	I	F		
		II 500	ks.			
33	MADLO	ODLITEK	I		F	
		42 2303	ks.			
34	KULICKA	KR 2,5 - 4 CSN 42 6410.5	I			F
		II 320	ks.			
35	POJISTNA DESKA	Ø40 - 4 CSN 42 5510.12	I	F		
		II 500	ks.			
36	PRUZINA 1	KR 1 - 60 CSN 42 6410.5	4		F	
		12 090	ks.			
37	PRUZINA 2	KR 0,5 - 35 CSN 42 6410.5	I			F
		12 090	ks.			
38	LOZISKO CSN 02 4630 - 6305		I	F		
			ks.			
39	LOZISKO CSN 02 4670 - NUP 305		I		F	
			ks.			
40	LOZISKO CSN 02 4665 - 3306		I			F
			ks.			
41	LOZISKO NNSF5004CV		I	F		
			ks.			
42	LOZISKO CSN 02 4720 - 31305A		I		F	
			ks.			
43	LOZISKO CSN 02 4720 - 32306A		I			F
			ks.			
44	KOLIK DIN 6325 - 3 m6 x 14		I	F		
			ks.			
45	ZATKA DIN 906 - ST - M10 x 1		2		F	
			ks.			

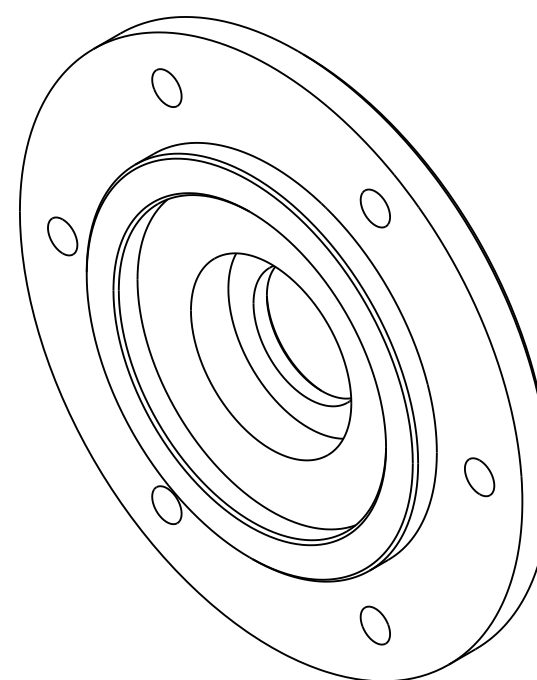
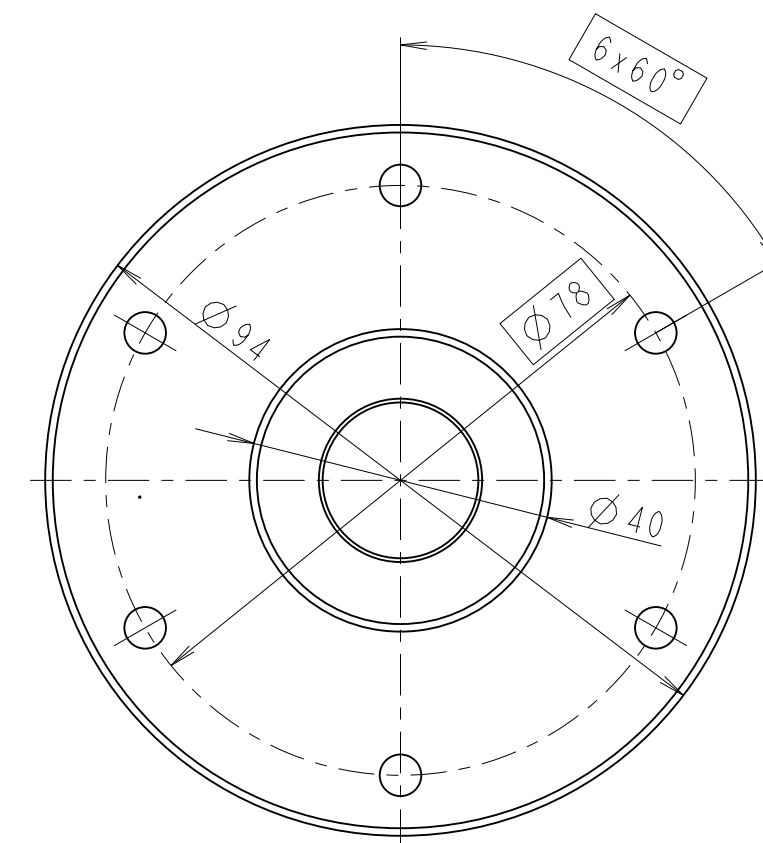
1		2		3		4																																																																	
A	46	ZATKA DIN 906 - ST - M20 x 1,5				1																																																																	
						ks.																																																																	
	47	MATICE CSN 02 3630 - KM 5				1																																																																	
						ks.																																																																	
	48	POJISTNA PODLOZKA CSN 02 3640 - MB 5				1																																																																	
						ks.																																																																	
B	49	POJISTNY KROUZEK CSN 02 2930 - 20				1																																																																	
						ks.																																																																	
	50	POJISTNY KROUZEK CSN 02 2930 - 25				2																																																																	
						ks.																																																																	
	51	GUFERO PN 02 9403 - G 20 x 30 x 7				1																																																																	
						ks.																																																																	
C	52	GUFERO PN 02 9403 - G 30 x 40 x 7				1																																																																	
						ks.																																																																	
	53	O - KROUZEK DIN 3770 - 10 x 2 NBR 70				1																																																																	
						ks.																																																																	
	54	PODLOZKA DIN 125 - 4				6																																																																	
						ks.																																																																	
D	55	PODLOZKA DIN 125 - 5				15																																																																	
						ks.																																																																	
	56	PODLOZKA DIN 125 - 6				40																																																																	
						ks.																																																																	
	57	SROUB DIN 913 - M4 x 6				1																																																																	
						ks.																																																																	
E	58	SROUB DIN 912 - M4 x 16				2																																																																	
						ks.																																																																	
	59	SROUB DIN 912 - M5 x 22				1																																																																	
						ks.																																																																	
	60	SROUB DIN 912 - M6 x 25				17																																																																	
						ks.																																																																	
F	61	SROUB DIN 933 - M4 x 16				6																																																																	
						ks.																																																																	
	62	SROUB DIN 933 - M5 x 16				1																																																																	
						ks.																																																																	
	63	SROUB DIN 933 - M5 x 18				12																																																																	
						ks.																																																																	
G	64	SROUB DIN 933 - M6 x 22				6																																																																	
						ks.																																																																	
	65	MATICE DIN 934 - M5				1																																																																	
						ks.																																																																	
	66	MATICE DIN 934 - M6				17																																																																	
						ks.																																																																	
<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Zmena</th> <th colspan="2">Datum</th> <th colspan="2">Index</th> <th colspan="2">Podpisy</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Meritko</td> <td>Pozn.</td> <td>Navrhl</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>N</td> <td></td> <td>Kreslil</td> <td>Groma</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>Prezkousel</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>C.seznamu</td> <td></td> <td>Technolog</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>C.sestavy</td> <td></td> <td>Normaliz.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Stary vykr.</td> <td></td> <td>Schvalil</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Novy vykr.</td> <td></td> <td>Datum</td> <td>30.06.2017</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>								Zmena		Datum		Index		Podpisy		Meritko	Pozn.	Navrhl						N		Kreslil	Groma							Prezkousel						C.seznamu		Technolog						C.sestavy		Normaliz.						Stary vykr.		Schvalil						Novy vykr.		Datum	30.06.2017				
Zmena		Datum		Index		Podpisy																																																																	
Meritko	Pozn.	Navrhl																																																																					
N		Kreslil	Groma																																																																				
		Prezkousel																																																																					
C.seznamu		Technolog																																																																					
C.sestavy		Normaliz.																																																																					
Stary vykr.		Schvalil																																																																					
Novy vykr.		Datum	30.06.2017																																																																				
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;"> <div>  <div> <div>TU v Liberci</div> <div>KUSOVNIK 3</div> <div>P-K3</div> </div> </div> <div> <div>4/4</div> <div>List</div> </div> </div>																																																																							




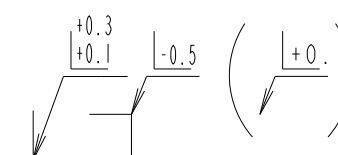
Rozm.-Polat.		Ø55 - 205 CSN 42 5510.12				PRESNOST 2768 - mK	
		c)		Mater. 11 500		Tr. odp.	
		b)		C. hm. kg		Hr. hm. kg	
		a)				PROMITANI	
Zmena		Datum		Index		Podpisy	
Meritko 1:1		Navrhl		Kreslil Groma		Nazev	
C.seznamu		Technolog				Typ	
C.sestavy		Normaliz.				Cis.vykresu	
Stary vykr.		Schvalil					
Novy vykr.		Datum		26.06.2017			



TU v Liberci

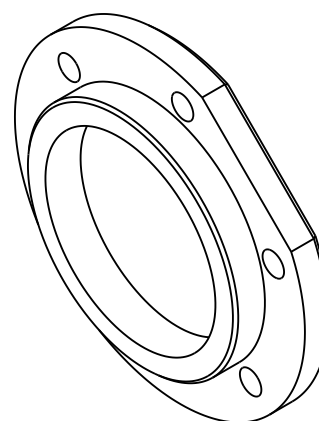
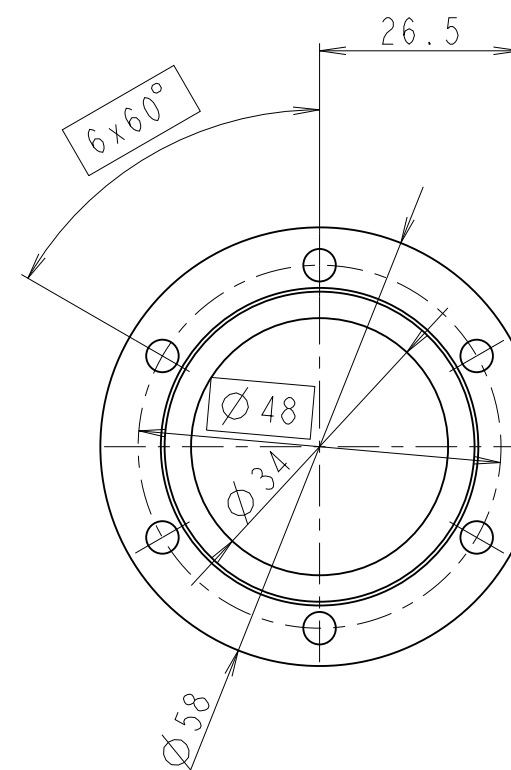
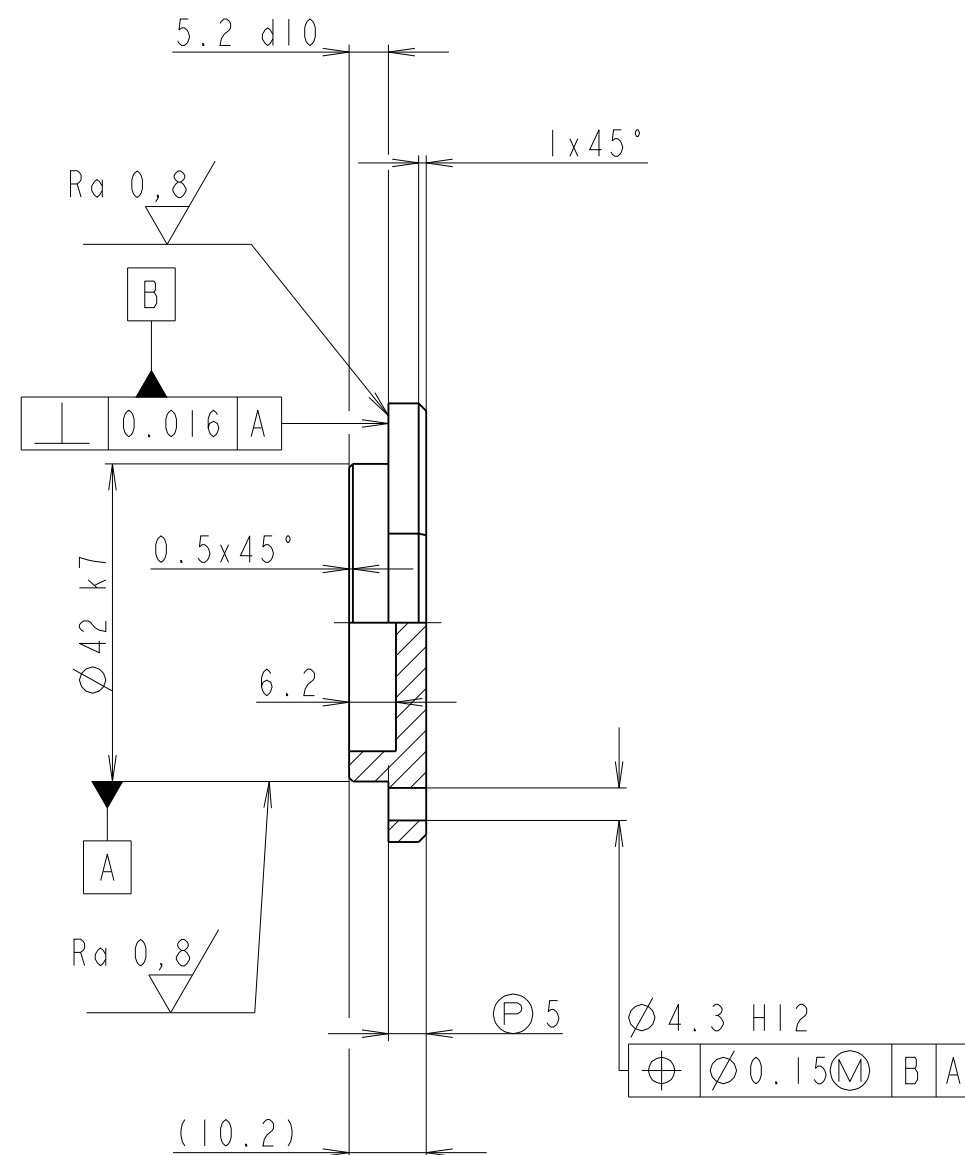
HRIDEL 2



$Ra = 1.6$  $Ra = 0.8$ 



Rozm. - Poloh.		Ø 100 - 15 CSN 42 5510.12				PRESNOST ISO 2768-mK		
		c)		Mater.	11 500	Tr. odp.	-	
		b)		C. hm.	kg	Hr. hm.	kg	
		a)		PROMITANI 				
Zmena		Datum	Index	Podpisy	 TU v Liberci			
Meritko	Pozn.	Navrh						Navez
:		Kreslil	Groma					
		Prezkousel						
C. seznamu		Technolog						Typ
C. sestavy	-	Normaliz.			Cis. vykresu			
Stary vykr.		Schvalil						
Novy vykr.		Datum	04.07.2017				List	



Ra 1,6 / (Ra 0,8)

+0.3
+0.1
-0.5

Rozm.-Polat.		Ø 60 - 10 CSN 42 5510.12				PRESNOST ISO 2768-mK	
		c)		Mater. 11 500		Tr. odp. -	
		b)		C. hm. kg		Hr. hm. kg	
		a)				PROMITANI	
Zmena		Datum		Index		Podpisy	
Meritko		Pozn.		Navrh		Navev	
:				Kreslil		Groma	
				Prezkousel			
C.seznamu				Technolog		Typ	
C.sestavy				Normaliz.		Cis.vykresu	
Stary vykr.				Schvalil			
Novy vykr.				Datum		04.07.2017	
						List	